

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Axiální stolice válcovačky kroužků

Axial Finisher of the Ring Rolling Machinery

Student:	Bc. Tomáš Kučera
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlášení o využití výsledků diplomové práce

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis studenta

Anotace diplomové práce

Kučera, T. Axiální stolice válcovačky kroužků. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 81 s. Diplomová práce, vedoucí Učeň, O.

Diplomová práce řeší návrh axiální stolice radiálně axiální válcovačky kroužků. V návrhu je postupováno systematicky od výpočtu rozměrů axiálního válce, výpočtu pohonu až po návrh samotné stolice. Pro výpočet válcovací síly a válcovacího momentu, ze kterých pak vycházel výpočet motoru byla použita simulace válcování. Dále je navržen pohon axiálního válce a posléze samotná axiální stolice s uložením dolního, pevně přichyceného válce, a horního axiálního válce, který je výškově stavitelný. Jsou navrženy prvky vedení stolice a přímočaré hydromotory vykonávající pohyb stolice a horního axiálního válce. Stolica je vybavena měřícím zařízením pro měření průměru válcovaného kroužku.

Annotation of thesis

Kučera, T. Axial Finisher of the Ring Rolling Machinery. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 81 p. Thesis, head: Učeň, O.

This Diploma Thesis deals with the design of Axial Finisher of the Radial – Axial Ring Rolling Machinery. Design is systematically progressed from the calculation of the Axial Roll size, motor drive calculation up to the design of the whole Finisher. The simulation of rolling was used for the calculation of the squirrel - cage which resulted from the previous calculation of the rolling force and rolling moment. Further on the motor drive of the Axial Roll is designed and Axial Finisher with the placement of the fixed lower roll and height adjustable upper roll with its cylinder is specified. Linear motion systems and cylinders are designed. The Finisher is equipped with a measuring device for measuring the diameter of the rolling ring.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení.....	8
1 Úvod	16
1.1 Válcovačky kroužků firmy Wagner Banning	18
2 Optimalizace rozměrů axiálních válců	21
2.1 Výpočet otáček axiálního válce	25
2.2 Simulace válcování	26
2.3 Válcovací síla na axiálních válcích.....	33
2.4 Válcovací moment na axiálních válcích	33
2.5 Výkon na axiálním válci	34
3 Regulované pohony s asynchronními motory	35
4 Návrh pohonu.....	37
4.1 Minimální a maximální otáčky axiálního válce.....	37
4.2 Výpočet minimálních a maximálních otáček motoru	39
4.3 Návrh motoru pro regulovaný pohon s měničem frekvence.....	40
4.4 Volba pohonu.....	44
4.5 Spojka	48
4.6 Konstrukční výpočty	51
4.7 Návrh hřídele	53
4.7.1 Výpočet minimálního průměru válcového konce hřídele.....	53
4.7.2 Kontrola hřídele	53
4.8 Kontrola per	56
4.9 Určení reakcí působících na ložiska	58

4.10 Návrh ložisek	59
4.10.1 Kontrola ložisek	60
4.11 Kontrola uchycení ložiskového domku	64
4.12 Popis navrženého pohonu	66
5 Konstrukce stolice axiálních válců	67
5.1 Vedení horní konstrukce	68
5.1.1 Výpočet lineárního vedení	69
5.2 Vedení axiální stolice.....	71
5.2.1 Výpočet lineárního vedení	71
5.3 Návrh hydraulických válců	75
5.3.1 Pro zdvih horní konstrukce axiálního válce.....	75
5.3.2 Pro posun axiální stolice	79
6 Chlazení axiálních válců.....	81
7 Měření průměru válcovaného kroužku	81
8 Celková konstrukce axiální stolice	82
9 Závěr	84
10 Seznam použitých zdrojů	85
11 Seznam příloh.....	87

Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
A	vzdálenost na axiálním válci	[mm]
a_A	rameno výslednice	[mm]
a_{SKF}	součinitel firmy SKF	[1]
B	vzdálenost na axiálním válci	[mm]
B_l	šířka ložiska	[mm]
b	výška kroužku	[mm]
b_p	šířka pera	[mm]
$b_{stř}$	střední výška kroužku	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_{LV}	základní dynamické jmenovité zatížení lin vedení	[N]
C_o	statická únosnost ložiska	[kN]
D	průměr pístu	[mm]
D_l	malý průměr axiálního válce	[mm]
D_{AS}	průměr pístu hydromotoru pro axiální stolici	[mm]
D_{KA}	průměr na ax.válci ve středu kroužku	[mm]
D_{KB}	velký průměr axiálního válce	[mm]
D_l	velký průměr ložiska	[mm]
D_R	průměr radiálního válce	[mm]

D_S	střední průměr kroužku	[mm]
$D_{vnější}$	vnější průměr kroužku	[mm]
$D_{vnitřníMIN}$	minimální vnitřní průměr kroužku	[mm]
$D_{vnitřní}$	vnitřní průměr kroužku	[mm]
d	průměr pístní tyče	[mm]
d_{lmin}	minimální průměr válcového konce hřídele	[mm]
d_3	průměr jádra šroubu	[mm]
d_{AS}	průměr pístní tyče hydromotoru pro axiální stolici	[mm]
d_l	malý průměr ložiska	[mm]
d_m	střední průměr ložiska	[mm]
dn	rozdíl otáček motoru	[min ⁻¹]
d_p	průměr hřídele na výstupu z převodovky	[mm]
d_{va}	průměr hřídele pod axiálním válcem	[mm]
F_A	axiální složka válcovací síly	[N]
F_{AA}	axiální síla v místě A	[N]
F_{AS}	tíha axiální stolice	[N]
F_B	reakce v lineárním vedení B	[N]
F_{HK}	tíha horní konstrukce	[N]
F_Q	osová síla	[N]
F_R	radiální složka válcovací síly	[N]
F_{RA}	radiální síla v místě A	[N]
F_{RB}	radiální síla v místě B	[N]

F_{va}	válcovací síla na axiálním válci	[N]
F_{vamax}	maximální válcovací síla na axiálním válci	[N]
f	součinitel tření	[1]
f_C	kontaktní koeficient	[1]
f_H	koeficient tvrdosti	[1]
f_l	součinitel tření v ložisku	[1]
f_{max}	maximální frekvence motoru	[Hz]
f_{min}	minimální frekvence motoru	[Hz]
f_T	teplotní koeficient	[1]
f_w	zátěžový koeficient	[1]
h	šířka kroužku	[mm]
i	počet šroubů	[1]
$i_{PŘ}$	převodový poměr převodovky	[1]
J	moment setrvačnosti motoru	[kg.m ²]
J_A	moment setrvačnosti na hnací straně spojky	[kg.m ²]
J_L	moment setrvačnosti na hnané straně spojky	[kg.m ²]
k	konstanta podmínky plasticity	[MPa]
k_h	bezpečnost hřídele	[1]
k_s	koeficient snižující dovolené zatížení motoru	[1]
k_t	koeficient vlivu teploty	[1]
k_u	koeficient vlivu deformační rychlosti	[1]
k_ϵ	koeficient vlivu deformace	[1]

L	délka axiálního válce	[mm]
$L_{l, h}$	životnost ložiska pro pravděpodobnost poruchy 1 %	[hod]
$L_{10, h}$	základní hodinová životnost ložiska	[hod]
L_{AS}	délka zdvihu axiální stolice	[mm]
L_h	provozní životnost lin. vedení	[hod]
L_{HK}	délka zdvihu horní konstrukce	[mm]
L_{LV}	jmenovitá životnost lineárního vedení	[km]
l	délka pera	[mm]
l_A	délka oblouku záběru	[mm]
l_S	délka zdvihu lin. vedení	[mm]
M_A	součinitel rotační setrvačnosti na hnací straně spojky	[1]
M_d	potřebný dynamický moment motoru	[N.m]
M_{dov}	dovolený zatěžovací moment motoru při n_{min}	[N.m]
M_{down}	dovolený zatěžovací moment motoru při n_N	[N.m]
M_K	krouťící moment hřídele	[N.m]
M_L	součinitel rotační setrvačnosti na hnané straně spojky	[1]
M_M	požadovaný moment motoru	[N.m]
M_N	jmenovitý moment motoru	[N.m]
M_{N50}	požadovaný jmenovitý moment motoru při 50 Hz	[N.m]
M_{PM}	zatěžovací moment motoru	[N.m]
M_{va}	válcovací moment na axiálním válci	[N.m]

m_1	materiálová konstanta válcovaného kovu	[1]
m_2	materiálová konstanta válcovaného kovu	[1]
m_3	materiálová konstanta válcovaného kovu	[1]
n	bezpečnost proti posunutí	[1]
n_1	otáčky hřídele	[min ⁻¹]
n_K	otáčky kroužku	[s ⁻¹]
n_{LV}	počet cyklů lin. vedení za minutu	[min ⁻¹]
n_{max}	maximální otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{min}	minimální otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_N	jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_R	otáčky radiálního válce	[min ⁻¹]
n_S	synchrónní otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{va}	otáčky axiálního válce	[min ⁻¹]
n_{vamax}	maximální otáčky axiálního válce	[min ⁻¹]
n_{vamin}	minimální otáčky axiálního válce	[min ⁻¹]
o	obvod kroužku na D _S	[mm]
P	ekvivalentní zatížení ložiska	[kN]
P_C	celkové zatížení lineárního vedení	[N]
P_{CI}	celkové zatížení na jedno lineární vedení	[N]
P_U	mezní únavové zatížení ložiska	[kN]
P_{va}	výkon na axiálním válci	[W]
p	napětí v tlaku	[MPa]

p_I	tlak na hydraulickém válci	[MPa]
p_D	dovolené napětí v tlaku	[MPa]
p_N	jmenovitý tlak v hydraulickém obvodu	[MPa]
P_N	jmenovitý výkon motoru	[W]
$p_{stř}$	střední tlak	[MPa]
R_A	poloměr ax.válce ve středu kroužku	[mm]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
r_l	třecí poloměr ložiska	[mm]
S_I	plocha pístu	[mm ²]
S_{IAS}	plocha pístu hydromotoru pro axiální stolici	[mm ²]
S_2	plochu mezikruží u hydromotoru	[mm ²]
S_{2AS}	plocha mezikruží hydromotoru pro axiální stolici	[mm ²]
S_{ξ}	průřez šroubu	[mm ²]
s_A	součinitel zohledňující rázy na hnací straně spojky	[1]
s_L	součinitel zohledňující rázy na hnané straně spojky	[1]
s_t	teplotní součinitel spojky	[1]
s_z	součinitel spouštěcí frekvence	[1]
T_{AS}	maximální moment na hnací straně spojky	[N.m]
T_{Kmax}	maximální kroutící moment spojky	[N.m]
T_{KN}	jmenovitý kroutící moment spojky	[N.m]
T_{LN}	kroutící moment na hnané straně spojky	[N.m]
T_{LS}	maximální moment na hnané straně spojky	[N.m]

T_N	jmenovitý kroutící moment působící na spojku	[N.m]
T_S	maximální moment stroje na hnací straně	[N.m]
T_{SI}	maximální moment stroje na hnané straně	[N.m]
t	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
u_s	střední deformační rychlost	[s ⁻¹]
v	obvodová rychlost kroužku	[m.s ⁻¹]
v_I	rychlost zdvihu hydromotoru	[m.s ⁻¹]
v_{IAS}	rychlost zdvihu hydromotoru pro axiální stolic	[m.s ⁻¹]
v_2	rychlost zdvihu hydromotoru	[m.s ⁻¹]
v_{2AS}	rychlost zdvihu hydromotoru pro axiální stolic	[m.s ⁻¹]
v_{Kmax}	maximální obvodová rychlost kroužku	[m.s ⁻¹]
v_{Kmin}	minimální obvodová rychlost kroužku	[m.s ⁻¹]
v_{Rmax}	maximální obvodová rychlost radiálního válce	[m.s ⁻¹]
v_{Rmin}	minimální obvodová rychlost radiálního válce	[m.s ⁻¹]
v_{va}	obvodová rychlost axiálního válce	[m.s ⁻¹]
W_K	modul průřezu v krutu	[mm ³]
x	vzdálenost	[mm]
Y_K	vzdálenost kroužku od okraje ax.válce	[mm]
Δb	absolutní úběr výšky kroužku	[mm]
$\Delta b_{ot.}$	úběr materiálu ax.válci za otáčku	[mm]
Δh	absolutní úběr šířky kroužku	[mm]
$\Delta t_D.$	doba rozběhu motoru	[s]

ε	relativní úběr	[1]
η	mechanicko-tlaková účinnost	[1]
η_c	součinitel znečištění ložiska	[1]
κ	součinitel kinematické viskozity	[1]
ν	viskozita maziva za provozní teploty	[mm ² .s ⁻¹]
ν_l	požadovaná viskozita maziva	[mm ² .s ⁻¹]
ρ_A	poloměr třecí kružnice ax.válce	[mm]
σ_{Dt}	dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_l	napětí v tahu	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí hřídele	[MPa]
σ_s	skutečná mez kluzu	[MPa]
σ_{so}	zákl.hodnota středního přirozeného def.odporu	[MPa]
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_K	napětí v krutu	[MPa]
φ	úhel rozšíření válce	[°]
ψ_A	koefficient ramene výsl. síly na ax. válcích	[1]
Ω_{max}	maximální úhlová rychlost motoru	[rad.s ⁻¹]
Ω_{min}	minimální úhlová rychlost motoru	[rad.s ⁻¹]

1 Úvod

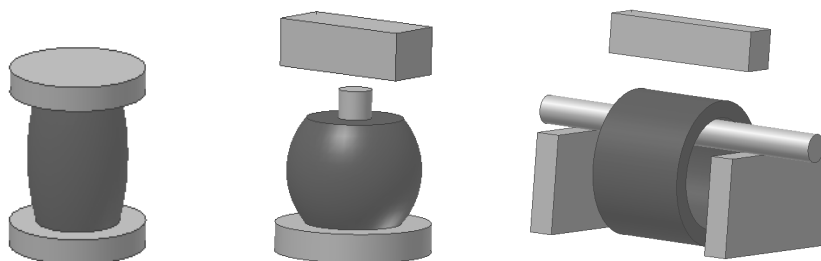
Bezešvé kroužky se mohou vyrábět různými technologiemi. Jednou z produktivních technologií je válcování kroužků na radiálně-axiální válcovačce kroužků. Válcování probíhá současně radiálními i axiálními válci, viz obr. 1.2. Radiálními válci se redukuje šířka kroužku, axiálními válci se redukuje výška kroužku. V důsledku redukování průřezu kroužku, průměr kroužku roste ve smyslu zákona o konstantním objemu. Jakmile je dosaženo požadovaného průměru a výšky kroužku je proces válcování ukončen.

Proces válcování kroužků je tváření materiálu za tepla, při němž je tlustostěnný kroužek rozválcován v tenkostěnný. Hlavní (radiální) válec válcuje vnější povrch kroužku, vnitřní povrch je rovnán trnem, který zároveň ubírá na šířce kroužku. Různý profil průřezu lze docílit tvarováním hlavního válce a trnu.

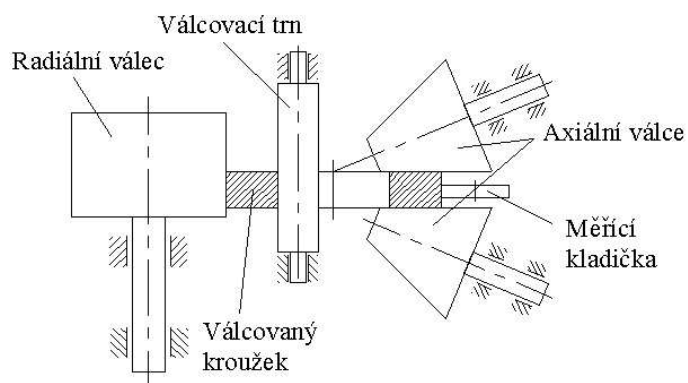
Dalšími výrobními technologiemi bezešvých kroužků jsou volné kování kroužků viz. obr. 1.1, zápustkové kování kroužků a výroba kroužků z trubek.

Takto vyrobené kroužky se používají zejména jako polotovary pro výrobu vnějších a vnitřních kroužků valivých ložisek, řemenic, přírub, věnců ozubených kol, vodících kladek, synchronizačních kroužků nebo nákolků železničních dvojkolí. Dále se používají v energetickém, jaderném, leteckém i kosmickém průmyslu a v mnoha dalších průmyslových odvětvích.

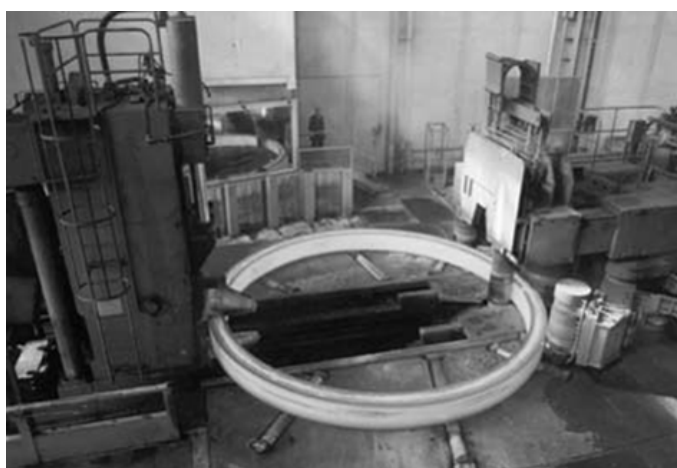
Kroužky jsou vyráběny z ocelí o různém chemickém složení a metalurgickém stavu. Pro speciální využití v leteckém a lodním průmyslu jsou využívány také slitiny hliníku, titanu a mědi.



Obr.1.1: Schéma technologie volného kování bezešvých kroužků



Obr.1.2: Schéma radiálně-axiální válcovačky kroužků [1]

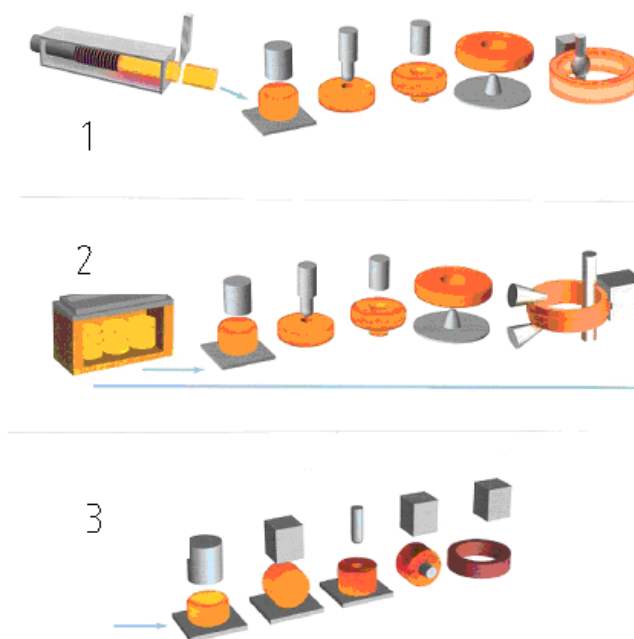


Obr.1.3: Válcovačka kroužků firmy Wagner Banning typu RAW [2]

Postup výroby válcovaných kroužků

Žhavý materiál se nadělí na požadované délky, rozlisuje se na požadovanou velikost a prostřihne nebo protlačí otvor.

- Výroba bezešvého kroužku na:
- 1- radiální válcovače
 - 2- radiálně-axiální válcovače
 - 3- vertikální válcovače



Obr.1.4: Postup výroby bezešvého kroužku [4]

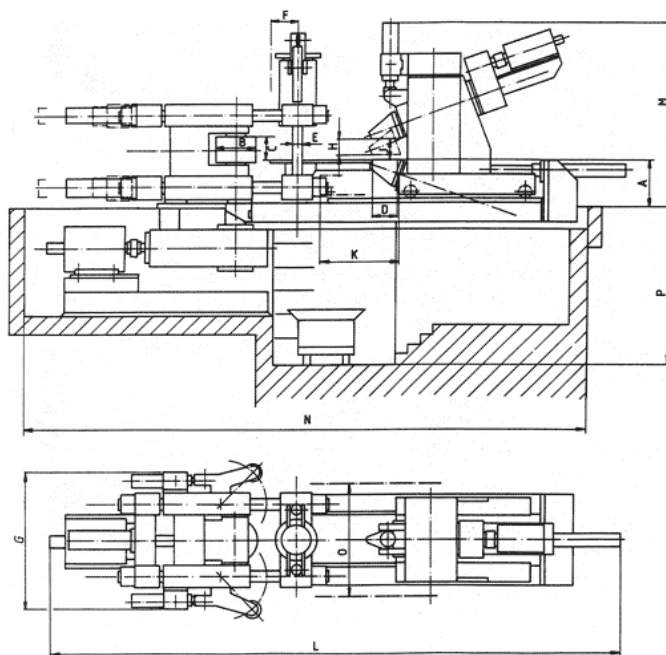
1.1 Válcovačky kroužků firmy Wagner Banning

Válcovačky kroužků a válcovací tratě

- Radiální a radiálně-axiální válcovačky kroužků typu RW a RAW



Obr.1.5: Válcovačka kroužků typu RAW [6]



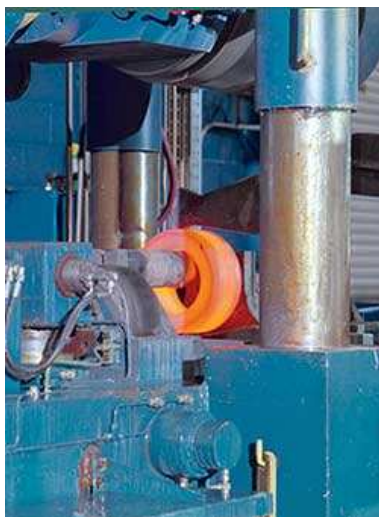
Obr.1.6: Konstrukce radiálně axiální válcovačky RAW [7]

- Radiální a radiálně-axiální válcovačky kroužků typu ERW a ERAW / SRAW



Obr.1.7: Radiální válcovačka kroužků D 52 [5]

- Vysoce produktivní malé válcovačky kroužků typu MERW, KRW, MIRA, KAWA, PROWA
- Vertikální válcovačky kroužků typu RICA



Obr.1.8: Vertikální válcovačka kroužků [6]

- Kompletní válcovací tratě včetně potřebného manipulačního zařízení

Lisy kroužků

- Lisy typu SRP, KRP a GRP



Obr.1.9: Lis kroužků typ SRP 5000 [6]

2 Optimalizace rozměrů axiálních válců

Axiální válce mají kuželovitý tvar, jsou umístěny v páru proti sobě. Uložení dolního válce je pevné, uložení horního válce je výškově stavitelné, což umožňuje redukovat výšku kroužku na požadovanou hodnotu.

Cílem těchto výpočtů je určení rozměrů axiálního válce, jejich výhodnost z hlediska největšího rozmezí válcovaných průměrů bez nutnosti posunovat s axiálním válcem ve vodorovném směru.

Zadané parametry:

Průměr kroužku: $D_{\text{vnější}} = (400 - 2000) \text{ mm}$

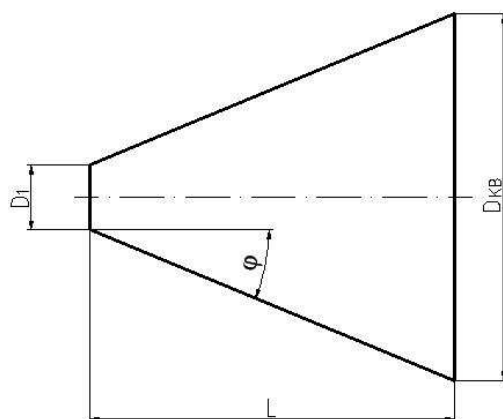
Výška kroužku: $b = (65 - 350) \text{ mm}$

Otáčky radiálního válce: $n_R = (30 - 50) \text{ min}^{-1}$

Teplota válcování: $t = (870 - 1050) \text{ }^{\circ}\text{C}$

Zvolené hodnoty:

Malý průměr axiálního válce: $D_I = 90 \text{ mm}$



Obr.2.1: Rozměry axiálního válce

Vzorce pro výpočty rozměrů:

Velký průměr axiálního válce

$$D_{KB} = 2 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \varphi + D_1 \quad [mm] \quad (2.1)$$

kde L ... délka axiálního válce [mm]

φ ... úhel rozšíření válce [°]

D_1 ... malý průměr axiálního válce [mm]

Vnitřní průměr kroužku

$$D_{\text{vnitřní}} = 2 \cdot \left(\frac{45}{\sin \varphi} \right) \quad [mm] \quad (2.2)$$

Vnější průměr kroužku

$$D_{\text{vnější}} = \frac{D_{KB}}{\sin \varphi} \quad [mm] \quad (2.3)$$

Minimální vnitřní průměr kroužku

$$D_{\text{vnitřníMIN}} = \frac{90}{\sin \varphi} - (180 \cdot \sin \varphi) \quad [mm] \quad (2.4)$$

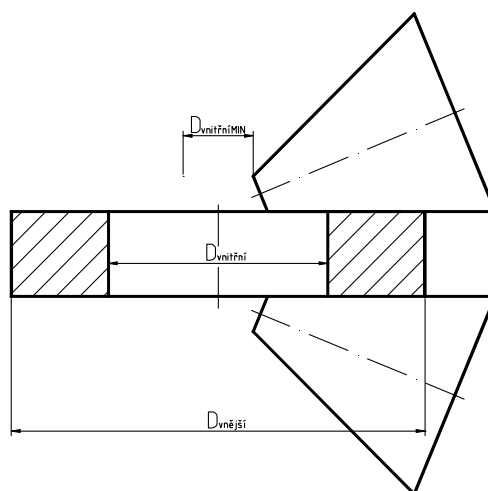
Tabulka 1: Výpočty rozměrů axiálního válce (celá tabulka v Příloze 1 na CD)

φ [°]	L = 500 mm	$D_{KB}(500)$ [mm]	$D_{vnitřní}$ [mm]	$D_{vnitřníMIN}$ [mm]	$D_{vnější}(500)$ [mm]
15	500	357,949	347,73	301,15	1383,01
15,5	500	367,325	336,78	288,68	1374,52
16	500	376,745	326,52	276,90	1366,82
16,5	500	386,213	316,88	265,76	1359,83
17	500	395,731	307,83	255,20	1353,52
17,5	500	405,299	299,30	245,17	1347,82
18	500	414,920	291,25	235,62	1342,71
18,5	500	424,595	283,64	226,52	1338,13
19	500	434,328	276,44	217,84	1334,06
19,5	500	444,119	269,62	209,53	1330,47
20	500	453,970	263,14	201,58	1327,32
20,5	500	463,885	256,99	193,95	1324,60
21	500	473,864	251,14	186,63	1322,28
21,5	500	483,910	245,57	179,60	1320,35
22	500	494,026	240,25	172,82	1318,79
22,5	500	504,214	235,18	166,30	1317,57

Po výpočtech v programu Microsoft Excel pro různé délky axiálního válce L a různých úhlů rozšíření φ jsem zvolil tyto hodnoty:

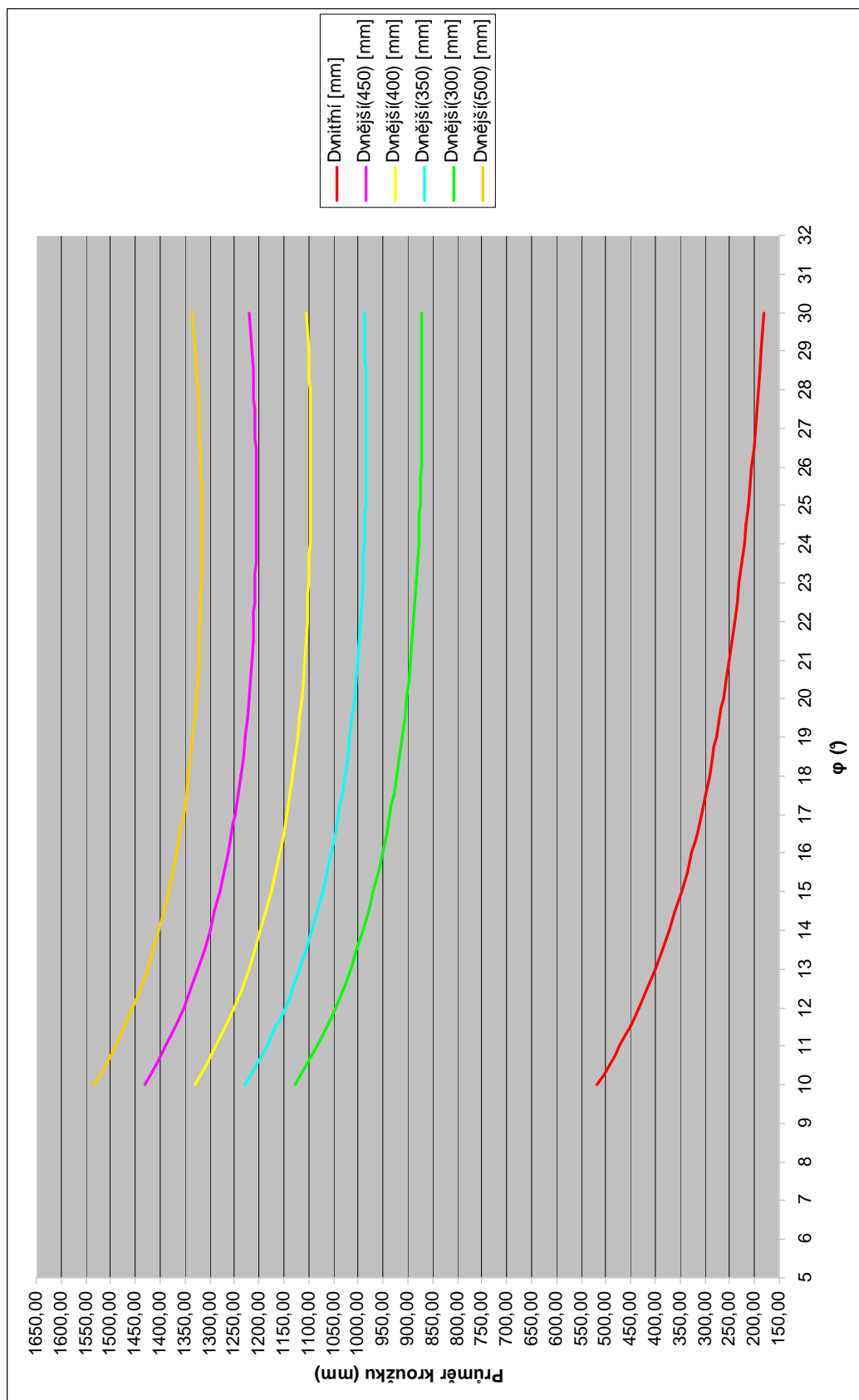
$$L = 500 \text{ mm}, \varphi = 22,5^\circ$$

Rozměry axiálního válce byly počítány v programu Microsoft Excel, jednotlivé varianty délky válce L a úhlu rozšíření φ jsou shrnuty na obrázku 3. Z grafu vyplývá, že pro zvolený úhel $\varphi = 22,5^\circ$ může začít axiální válec válcovat kroužek o minimálním vnitřním průměru $D_{vnitřní} = 235,18 \text{ mm}$ a maximálním průměru $D_{vnější} = 1317,57 \text{ mm}$ aniž by se musel axiální válec posunovat v horizontálním směru.



Obr.2.2: Rozměry kroužku s ax.válcem

Obr.2.3: Závislost průměrů válcovaného kroužku na úhlu rozšíření

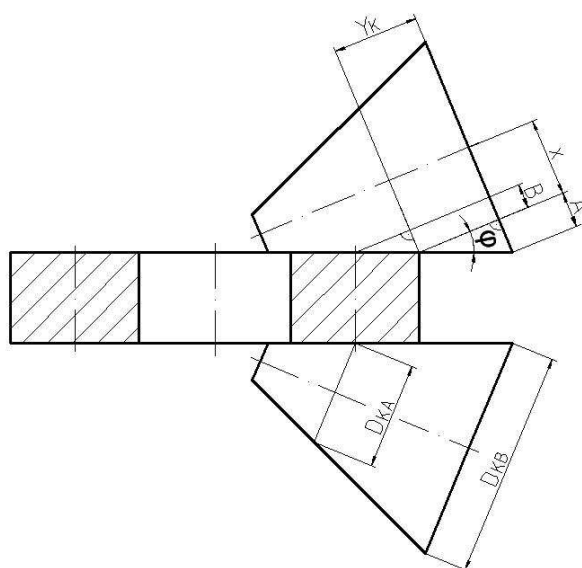


2.1 Výpočet otáček axiálního válce (výpočet proveden v Příloze 1 na CD)

Zadáno:

Otáčky radiálního válce: $n_R = (30-50) \text{ min}^{-1}$

Průměr radiálního válce: $D_R = 714 \text{ mm}$



Obr.2.4: Pomocné rozměry při výpočtu otáček ax.válce

Otáčky axiálního válce

$$n_{va} = n_R \cdot \frac{D_R \left(1 - \frac{h}{D_{vnější}} \right)}{D_{KB} - \left(h + \frac{2 \cdot Y_K}{\cos \varphi} \right) \cdot \sin \varphi} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (2.5)$$

Vzdálenost x

$$x = \frac{D_{vnější}}{2} \cdot \sin \varphi \quad [mm] \quad (2.6)$$

Vzdálenost kroužku od okraje ax.válce

$$Y_K = \frac{A}{\operatorname{tg} \varphi} \quad [mm] \quad (2.7)$$

Vzdálenost A

$$A = \frac{D_{KB}}{2} - x \quad [mm] \quad (2.8)$$

Vzdálenost B

$$B = \frac{h}{2} \cdot \sin \varphi \quad [mm] \quad (2.9)$$

2.2 Simulace válcování (výpočet proveden v Příloze1 na CD)

V našem případě bylo válcování nasimulováno pro dobu válcování 2 minut, během níž se rozměry kroužku vyválcují na požadované hodnoty. Poté je proces válcování ukončen.

Simulace byla provedena s těmito vstupními hodnotami:

$$D_{\text{vnější}} = 507 \text{ mm}, D_{\text{vnitřní}} = 157 \text{ mm}$$

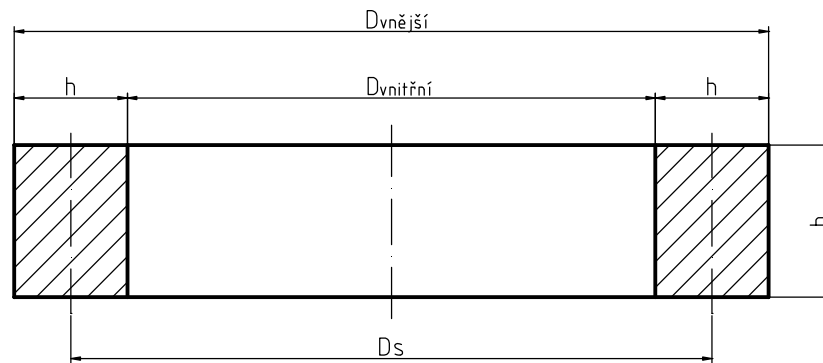
$$h = 175 \text{ mm}, b = 160 \text{ mm}$$

Konečné hodnoty kroužku po válcování:

$$D_{\text{vnější}} = 1600 \text{ mm}, D_{\text{vnitřní}} = 1500 \text{ mm}$$

$$h = 50 \text{ mm}, b = 120 \text{ mm}$$

Při válcování bezešvého kroužku vycházíme z předpokladu, že se jeho objem nemění, dochází pouze ke změně rozměrů kroužku.



Obr.2.5: Rozměry válcovaného kroužku

$$V_1 = V_2$$

$$V_1 = \left[\frac{\pi}{4} (D_{\text{vnější}}^2 - D_{\text{vnitřní}}^2) \right] \cdot b \quad [\text{mm}^3] \quad (2.10)$$

$$V_2 = o \cdot b \cdot h$$

$$V_2 = \pi \cdot D_s \cdot b \cdot h \quad (2.11)$$

kde o ...obvod kroužku na středním průměru kroužku [mm]

Střední průměr kroužku

$$D_s = \frac{V_2}{\pi \cdot b \cdot h} \quad [\text{mm}] \quad (2.12)$$

Vnější průměr kroužku

$$D_{\text{vnější}} = D_s + h \quad [\text{mm}] \quad (2.13)$$

Vnitřní průměr kroužku

$$D_{\text{vnitřní}} = D_s - h \quad [\text{mm}] \quad (2.14)$$

Obvodová rychlost kroužku

$$v = \pi \cdot D_R \cdot n_R \quad [mm \cdot s^{-1}] \quad (2.15)$$

Otáčky kroužku

$$n_K = \frac{v}{\pi \cdot D_{vnější}} \quad [s^{-1}] \quad (2.16)$$

Absolutní úběr Δh

$$\Delta h = \Delta h_{ot.} \cdot n_K \quad [mm] \quad (2.17)$$

Absolutní úběr Δb

$$\Delta b = \Delta b_{ot.} \cdot n_K \quad [mm] \quad (2.18)$$

Relativní úběr ε

$$\varepsilon = \frac{\Delta b_{ot.}}{b} \quad [1] \quad (2.19)$$

kde $\Delta b_{ot.}$ [mm]...úběr materiálu axiálními válci za otáčku

Hodnoty konstant m_1, m_2, m_3 a hodnotu σ_{so} jsem určil z tabulky 2.

Tab.2: Hodnoty $m_1, m_2, m_3, \sigma_{s0}$ [9]

Ocel	m_1	m_2	m_3	σ_{s0} [MPa]
11 300	0,001 983	0,235 652	0,160 109	84
12 030	0,002 750	0,426 832	0,122 812	86
12 041	0,002 559	0,211 431	0,142 169	88
12 050	0,002 576	0,258 289	0,138 520	88
12 050 p.o.	0,003 285	0,443 730	0,138 735	87
14 120 p.o.	0,002 654	0,434 594	0,203 411	95
14 150 p.o.	0,002 993	0,388 448	0,114 787	89
14 331	0,002 818	0,284 701	0,140 002	105
14 260	0,002 753	0,208 199	0,093 498	120
15 122	0,002 899	0,298 679	0,088 631	115
15 223	0,003 397	0,345 179	0,077 860	110
16 231	0,002 530	0,624 972	0,139 529	100
16 250 p.o.	0,003 387	0,456 204	0,131 988	95
16 720	0,002 605	0,305 659	0,086 935	115
16 520	0,002 573	0,282 508	0,145 993	100
17 024	0,003 376	0,292 361	0,078 035	109
17 246	0,002 809	0,290 797	0,078 909	122
17 047	0,003 114	0,322 444	0,085 656	196
17 141	0,003 431	0,377 269	0,089 428	266
19 675	0,002 919	0,310 941	0,103 345	120
19 711	0,003 180	0,261 047	0,092 001	120

U ocelí označených zkratkou p.o. byly zkušební vzorky odebírány z polotovarů vyrobených plynulým odléváním.

kde m_1 [1], m_2 [1], m_3 [1] ... materiálové konstanty pro daný tvářený kov

σ_{s0} [MPa] ...základní hodnota středního přirozeného deformačního odporu daného kovu při $\vartheta = 1000^\circ\text{C}$, $\bar{\varepsilon} = 0,1$, $u_s = 10\text{s}^{-1}$

Koeficient vlivu teploty

$$k_t = e^{(1000-t) \cdot m_1} \quad [1] \quad (2.20)$$

Koeficient vlivu deformace

$$k_\varepsilon = (10 \cdot \varepsilon)^{m_2} \quad [1] \quad (2.21)$$

Koeficient vlivu deformační rychlosti

$$k_u = (0,1 \cdot u_s)^{m_3} \quad [1] \quad (2.22)$$

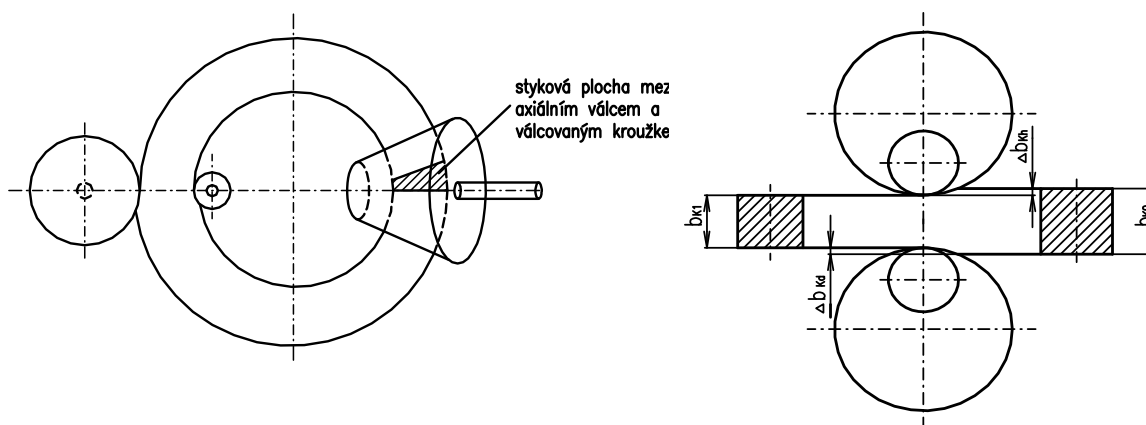
Střední deformační rychlost

$$u_s = \frac{\varepsilon \cdot v}{l_A} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (2.23)$$

Průměr D_{KA} na axiálním válci (viz. Obr.4)

$$D_{KA} = D_{KB} - \left(h + \frac{2 \cdot Y_K}{\cos \varphi} \right) \cdot \sin \varphi \quad [\text{mm}] \quad (2.24)$$

Průřez stykové plochy kroužku a axiálního válce má tvar lichoběžníku, viz obr.5. Pro určení axiální válcovací síly nahradíme tento lichoběžník obdélníkem. Obdélník má stejnou plochu jako lichoběžník. Jeho velikost je určena šířkou válcovaného kroužku a střední výškou lichoběžníku.



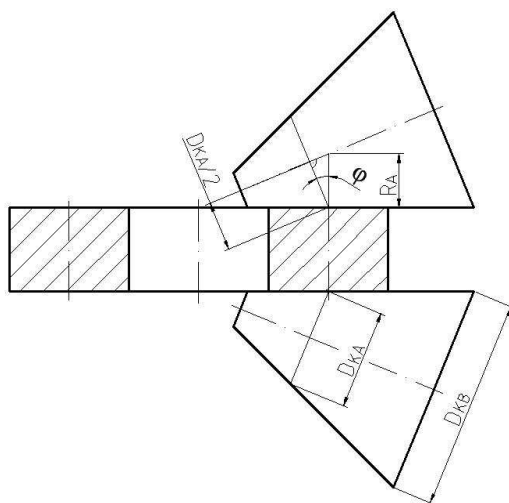
Obr. 2.6: Schéma válcování kroužku axiálními válci

Střední výška lichoběžníku se rovná délce deformační zóny ve středu šířky h válcovaného kroužku.

Poloměr ax. válce R_A (viz. Obr.2.7)

Určíme náhradní poloměr záběru R_A , což je náhrada elipsy v místě záběru axiálních válců s válcovaným kroužkem ve středu šířky kroužku.

$$R_A = \frac{D_{KA}}{2 \cdot \cos \varphi} \quad [\text{mm}] \quad (2.25)$$



Obr.2.7: Poloměr R_A na válci

Délka oblouku záběru

$$l_A = \sqrt{R_A \cdot \Delta b} \quad [\text{mm}] \quad (2.26)$$

Skutečná mez kluzu

$$\sigma_s = \sigma_{so} \cdot k_t \cdot k_\epsilon \cdot k_u \quad [\text{MPa}] \quad (2.27)$$

Konstanta podmínky plasticity pro skutečný tah

$$k = 1,15 \cdot \sigma_s \quad [\text{MPa}] \quad (2.28)$$

Koeficient tření f

$$f = n_1 \cdot (1,05 - 0,0005 \cdot t) \cdot n_2 \quad [1] \quad (2.29)$$

kde n_1 ...koeficient, který charakterizuje stav povrchu válců; volím $n_1 = 1$ pro ocelové válce s hrubým povrchem. [8, str.39]

n_2 ...koeficient, který uvažuje vliv rychlosti válcování, při $v_v = 1,1 \text{ m.s}^{-1}$ je hodnota $n_2 = 0,9975$ [8, str.39]

Střední výška kroužku

$$b_{stř} = \frac{b_0 + b_1}{2} \quad [\text{mm}] \quad (2.30)$$

Výpočet středního tlaku $p_{stř}$

$$\frac{l_A}{b_{stř}} \quad [1] \quad \frac{p_{stř}}{k} \quad [1]$$

Hodnotu $\frac{p_{stř}}{k}$ jsem určil z grafů na Obr.2.8 [10]

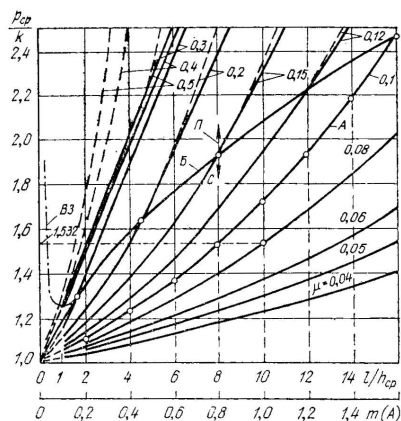


Рис. 11.2. Кривые зависимости среднего давления (отношения p_{cp}/k) от параметра l/h_{cp} при различных значениях коэффициента контактного трения: А — кривая, зависящая от одного параметра m ; В — граница скольжения; В. З — кривая влияния внешних зон; П — область наличия прилипания по дуге захвата; С — область скольжения

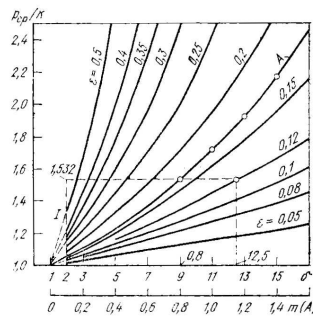


Рис. 11.3. Кривые зависимости отношения p_{cp}/k от параметра δ при различных значениях относительного обжатия ϵ : А — кривая, зависящая от одного параметра m ; В — граница естественного захвата металла валками

Obr.2.8: Graf na určení $\frac{p_{stř}}{k}$ pomocí $\frac{l_A}{b_{stř}}$

$$p_{stř} = k \cdot \frac{p_{stř}}{k} \text{ [MPa]} \quad (2.31)$$

2.3 Válcovací síla na axiálních válcích [3]

Úběr materiálu horním i dolním axiálním válcem je stejný, válcovací síly na horním i dolním válci jsou také stejné.

$$F_{va} = p_{stř} \cdot l_A \cdot h \text{ [N]} \quad (2.32)$$

2.4 Válcovací moment na axiálních válcích

$$M_{va} = F_{va} \cdot (a_A + \rho_a) \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (2.33)$$

kde ρ_a ...poloměr třecí kružnice axiálního válce

$$\rho_a = r_l \cdot f_l \text{ [mm]} \quad (2.34)$$

kde r_l ...třecí poloměr ložiska axiálního válce [mm]

f_l ...součinitel tření v ložisku [1]

a_A ...rameno výslednice

$$a_A = \psi_A \cdot l_A \text{ [mm]} \quad (2.35)$$

kde ψ_A ...koeficient ramene výsledné síly na axiálních válcích

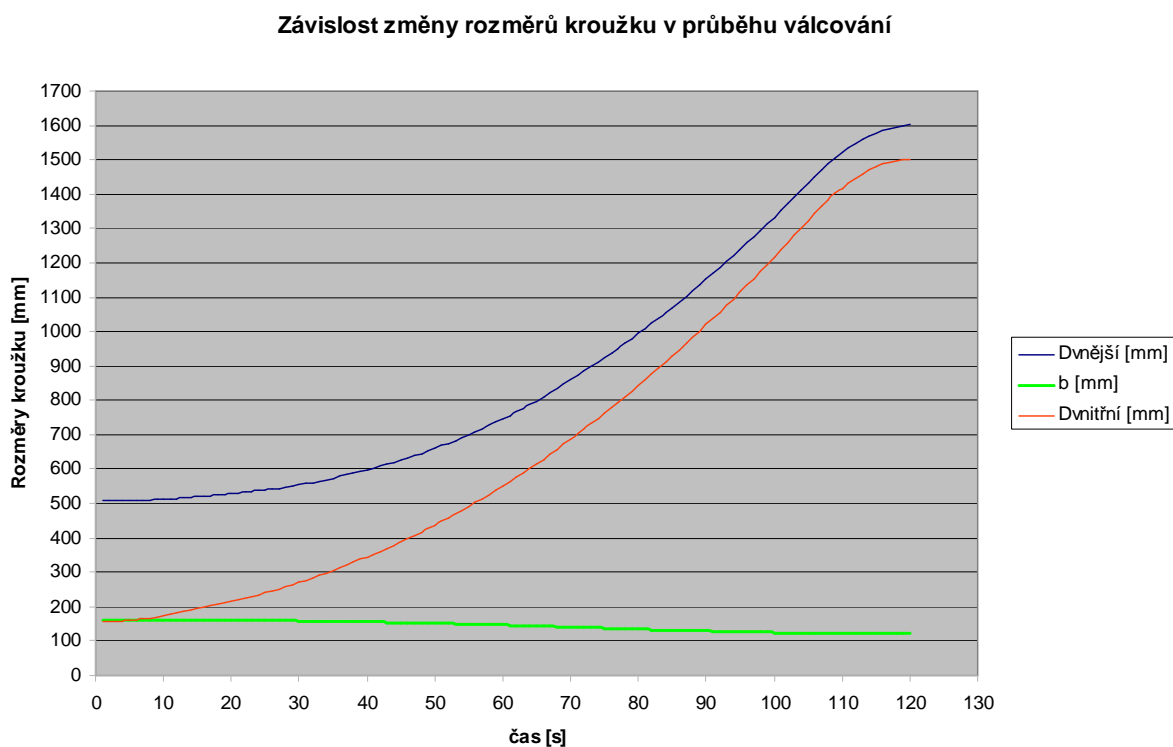
$$\psi_A = \frac{1}{2 - \varepsilon} \cdot \left[1 - \varepsilon \cdot \left(\frac{e^{m_A}}{e^{m_A} - 1} - \frac{1}{m_A} \right) \right] \text{ [1]} \quad (2.36)$$

$$m_A = f \cdot \frac{l_A}{b_{stř}} \quad [1] \quad (2.37)$$

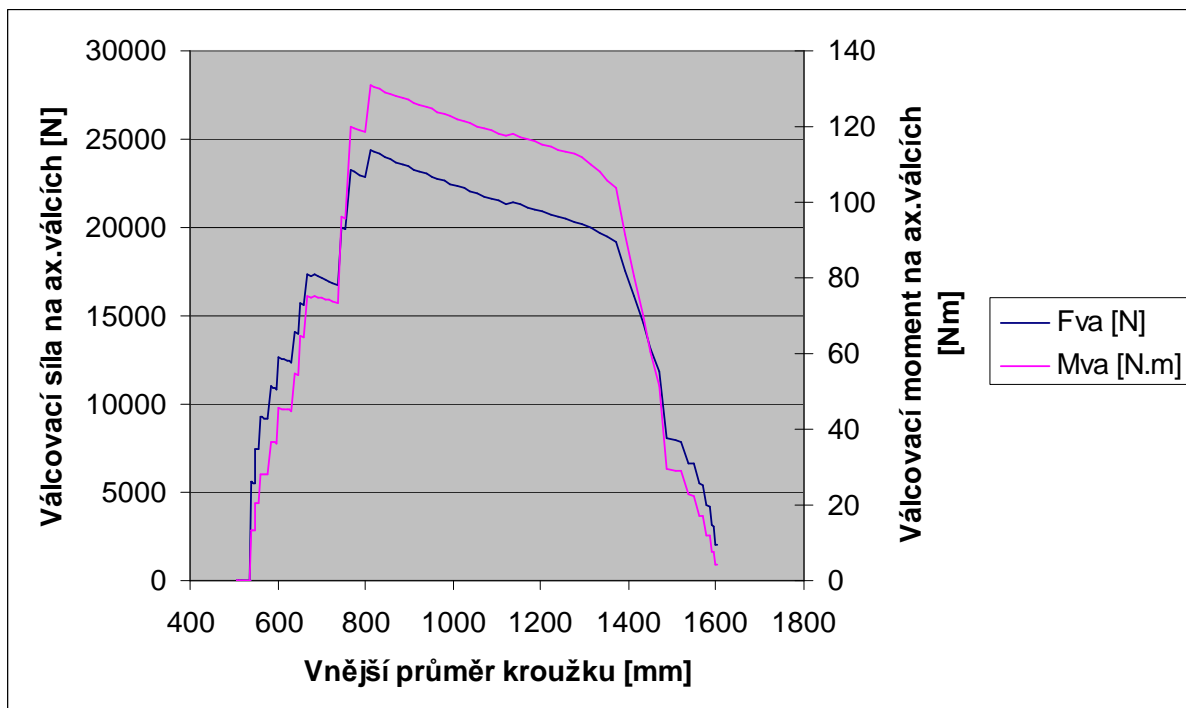
2.5 Výkon na axiálním válci

$$P_{va} = M_{va} \cdot \omega = M_{va} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{va}}{60} \quad [W] \quad (2.38)$$

Vypočtené hodnoty při válcování lze shrnout do závislostí a průběhů zobrazených na následujících obrázcích.



Obr. 2.9: Graf simulace válcování



Obr.2.10: Průběh válcovací síly a momentu v průběhu válcování

3 Regulované pohony s asynchronními motory [11]

Podle provedení rotoru se asynchronní motory rozdělují jednak na motory s kotvou nakrátko a jednak na motory s kotvou kroužkovou nebo-li vinutou. Asynchronní motory s kotvou nakrátko jsou nejčastěji používanými motory vůbec, což je dáno zejména jejich dobrými provozními vlastnostmi (lepší účinnost vůči stejnosměrným motorům, nemají sběrací ústrojí, což se projeví jednak v nižších nárocích na krytí motoru a jednak v nižších nárocích na jeho údržbu, možnost jejich přímého připojení na napájecí síť atd.), možností jejich použití pro většinu technických aplikací, jejich jednoduchou konstrukcí a tím i vyšší provozní spolehlivostí a příznivou cenou danou právě jejich jednoduchostí a hromadnou výrobou.

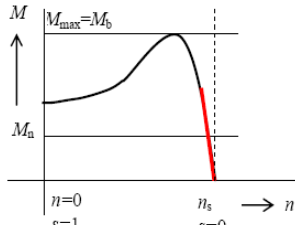
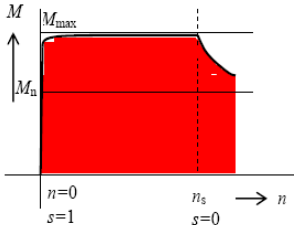
Pro kvalitní regulaci rychlosti je nutné napájet asynchronní motor ze zdroje proměnného kmitočtu (a rovněž i napětí). K tomuto účelu se používají měniče kmitočtu v různých konfiguracích a provedení. I když se jedná o zařízení, jejichž regulační

struktury jsou složitější než u stejnosměrných řízených usměrňovačů a jejich použití vyžaduje v daných případech instalaci dalších přídatných zařízení z hlediska omezení elektromagnetického rušení generovaného měničem kmitočtu (jak do napájecí sítě, okolního prostředí tak navíc i do připojeného motoru), jsou výhody střídavých regulovaných pohonů vůči stejnosměrným tak znatelné, že v současné době jsou vůči stejnosměrným ve značné převaze. Používají se v pohonech čerpadel, ventilátorů, kompresorů, pásových dopravníků, jeřábů, výtahů, obráběcích strojů atd.

Výhody regulovaného pohonu s měničem kmitočtu

Napájením regulovaných pohonů s asynchronními motory z měniče kmitočtu získá asynchronní motor provozní vlastnosti, jež jsou zcela jiné než v případě jeho provozování s přímým připojením k napájecí síti tak, jak je to vidět v tabulce 3.

Tab.3: Srovnání provozních vlastností asynchronního motoru připojeného přímo k napájecí síti a s připojeným měničem kmitočtu [11]

Asynchronní motor	...s přímým připojením	... s měničem kmitočtu
Záběrný proud	Velmi vysoký (4-6) x I_n (10-20) x I_{max}	Omezen ca 1,5 x I_n
Záběrný moment	Vysoký a neřízený (2-3) x M_n	Řízený během rozběhu ca 1,5 x M_n
Rozběh	Náhly (doba závisí pouze na charak. asyn.motoru a prac. mechanismu) (J, M)	Měkký (postupný, řízený) Např. po lineární rampě
Rychlost	Blízká n_s (malé změny podle míry zatížení)	Od 0 až nad n_s
Maximální moment	Vysoký (2-3) x M_n	Vysoký, dosažitelný v celém rozsahu rychlosti (ca 1,5 x M_n)
Elektrické brzdění	Relativně složitější (speciální zapojení, přídatná zařízení, jističní)	jednoduché
Reverzace	Jednoduchá pouze po zastavení motoru	jednoduchá
Riziko zastavení	Ano, např. při poklesu napětí	není
Pracovní oblast		

4 Návrh pohonu

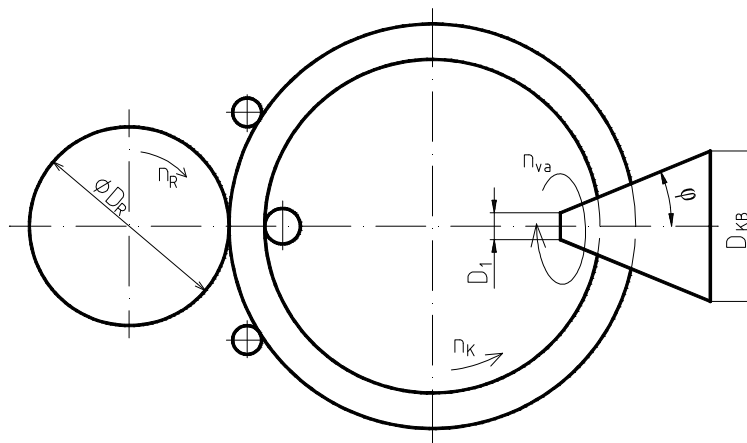
4.1 Minimální a maximální otáčky axiálního válce

Výpočtem zjistíme maximální a minimální otáčky na axiálním válci.

Zadáno:

Otáčky radiálního válce: $n_R = (30-50) \text{ min}^{-1}$

Průměr radiálního válce: $D_R = 714 \text{ mm}$



Obr.4.1: Otáčky axiálního válce

Válcovaný kroužek se otáčí stejnou obvodovou rychlostí jako radiální válec.

$$v_R = \pi \cdot D_R \cdot n_R \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4.1)$$

Minimální obvodová rychlost radiálního válce

$$v_{R\min} = \pi \cdot D_R \cdot n_{R\min} = \pi \cdot 0,714 \cdot 0,5 = 1,12 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4.2)$$

Maximální obvodová rychlost radiálního válce

$$v_{R\max} = \pi \cdot D_R \cdot n_{R\max} = \pi \cdot 0,714 \cdot 0,833 = 1,869 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4.3)$$

Z toho vyplývá, že: $v_{R\min} = v_{K\min}$

$$v_{R\max} = v_{K\max}$$

Stejně tak i obvodová rychlost axiálního válce bude rovna obvodové rychlosti kroužku

$$v_K = v_{va} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4.4)$$

$$v_{K\min} = \pi \cdot D_1 \cdot n_{va\max 1}$$

↓

$$n_{va\max 1} = \frac{v_{K\min}}{\pi \cdot D_1} = \frac{1,12 \cdot 60}{\pi \cdot 0,09} = 237,67 \quad [\min^{-1}] \quad (4.5)$$

$$n_{va\max 2} = \frac{v_{K\max}}{\pi \cdot D_1} = \frac{1,869 \cdot 60}{\pi \cdot 0,09} = 396,61 \quad [\min^{-1}] \quad (4.6)$$

$$n_{va\min 1} = \frac{v_{K\min}}{\pi \cdot D_{KB}} = \frac{1,12 \cdot 60}{\pi \cdot 0,504214} = 42,42 \quad [\min^{-1}] \quad (4.7)$$

$$n_{va\min 2} = \frac{v_{K\max}}{\pi \cdot D_{KB}} = \frac{1,869 \cdot 60}{\pi \cdot 0,504214} = 70,79 \quad [\min^{-1}] \quad (4.8)$$

kde D_1 ...malý průměr axiálního válce, $D_1 = 90$ mm

D_{KB} ...velký průměr axiálního válce, $D_{KB} = 504,214$ mm

Minimální a maximální otáčky axiálního válce potom budou

$$n_{va} = (\min \{n_{va\min 1}, n_{va\min 2}\}; \max \{n_{va\max 1}, n_{va\max 2}\})$$

$$n_{va} = (42, 42; 396, 61) \left[\text{min}^{-1} \right]$$

⇓

Volím $n_{va} = (40 \div 400) \left[\text{min}^{-1} \right]$

4.2 Výpočet minimálních a maximálních otáček motoru

Minimální a maximální otáčky motoru vypočteme, vynásobíme-li minimální a maximální otáčky válce převodovým poměrem převodovky.

Maximální otáčky motoru

$$n_{\max} = n_{va \max} \cdot i_{p\check{R}} = 400 \cdot 6,19 = 2476 \left[\text{min}^{-1} \right] \quad (4.9)$$

Minimální otáčky motoru

$$n_{\min} = n_{va \min} \cdot i_{p\check{R}} = 40 \cdot 6,19 = 247,6 \left[\text{min}^{-1} \right] \quad (4.10)$$

kde $i_{p\check{R}}$...převodový poměr převodovky [12, str. 244]

$i_{p\check{R}} = 6,19$ z důvodu, aby maximální otáčky motoru nepřekročily dovolenou hodnotu maximálně přípustných otáček (3700 min^{-1}) a zároveň minimální otáčky motoru nebyly příliš nízké. Také je nutné do dalšího výpočtu zohlednit to, že maximální frekvence je přípustná do 123 Hz.

4.3 Návrh asynchronního motoru pro regulovaný pohon s měničem frekvence

Pro pohon axiálního válce volím třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko.

Zadané parametry:

Zatěžovací moment motoru: $M_{PM} = 140 \text{ [N} \cdot \text{m]}$ (z Přílohy 1 na CD)

Minimální otáčky motoru: $n_{min} = 247,6 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

Maximální otáčky motoru: $n_{max} = 2476 \text{ [min}^{-1}\text{]}$

Požadovaná doba rozběhu: $\Delta t_D = 3 \text{ [s]}$

Celkový moment setrvačnosti: $J = 0,69 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2\text{]}$ (viz. [12, str. 631])

Při výpočtu zohledníme požadavek rozběhu, tj. dynamický moment při rozběhu.

Maximální a minimální úhlová rychlost motoru:

$$\Omega_{max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2476}{60} = 259,286 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4.11)$$

$$\Omega_{min} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{min}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 247,6}{60} = 25,928 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4.12)$$

Potřebný dynamický moment:

$$M_d = J \cdot \frac{d\Omega}{dt} = J \cdot \frac{\Omega_{max} - \Omega_{min}}{\Delta t_D} = 0,69 \cdot \frac{259,286 - 25,928}{3} = 53,672 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.13)$$

Požadovaný moment motoru:

$$M_M = M_d + M_{PM} = 53,672 + 140 = 193,67 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.14)$$

Navržená varianta řešení:

Asynchronní motor čtyřpólový ($2p = 4$)

Synchronní otáčky motoru:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} = \frac{60 \cdot 50}{2} = 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (4.15)$$

Rozdíl otáček:

$$\Delta n = n_s - n_N = 1500 - 1480 = 20 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (4.16)$$

Požadovaný jmenovitý moment motoru při frekvenci $f = 50 \text{ Hz}$:

$$M_{N50} = M_M \cdot \frac{n_{\max}}{n_N} = 193,67 \cdot \frac{2476}{1480} = 324,008 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.17)$$

Vzhledem k tomu, že maximální pracovní otáčky motoru n_{\max} jsou vyšší než jmenovité otáčky motoru a tím i maximální frekvence f_{\max} bude větší než jmenovitá frekvence 50 Hz, je nutné při frekvencích vyšších než 50 Hz řídit motor tak, aby jeho výkon byl konstantní.

Požadovaný jmenovitý výkon motoru:

$$P_N = M_{N50} \cdot \Omega_N = M_{N50} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_N}{60} = 324,008 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1480}{60} = 50216,5 \text{ [W]} \quad (4.18)$$

Minimální frekvence odpovídající minimálním otáčkám motoru:

$$\frac{f_{\min}}{n_{\min} + dn} = \frac{f}{n_s}$$

$$\Downarrow$$

$$f_{\min} = (n_{\min} + dn) \cdot \frac{f}{n_s} = (247,6 + 20) \cdot \frac{50}{1500} = 8,92 \text{ [Hz]} \quad (4.19)$$

Maximální frekvence odpovídající maximálním otáčkám motoru:

$$\frac{f_{\max}}{n_{\max} + dn} = \frac{f}{n_s}$$

$$\Downarrow$$

$$f_{\max} = (n_{\max} + dn) \cdot \frac{f}{n_s} = (2476 + 20) \cdot \frac{50}{1500} = 83,2 \text{ [Hz]} \quad (4.20)$$

Pro spodní mez frekvence $f_{\min} = 8,9 \text{ Hz}$ je nutno u motoru s vlastní ventilací uvažovat snížení dovoleného zatížení motoru dle následujícího koeficientu:

$$k_s = 0,5 + \frac{0,25}{20} \cdot f_{\min} = 0,5 + \frac{0,25}{20} \cdot 8,92 = 0,6115 \text{ [1]} \quad (4.21)$$

Dovolený zatěžovací moment motoru při minimálních otáčkách:

$$\text{pro } f = f_{\min} \quad M_{dov} = M_M = 193,67 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Dovolený zatěžovací moment motoru při jmenovitých otáčkách:

$$\text{pro } f_N = 50 \text{ Hz} \quad M_{dov} = \frac{M_{dov}}{k_s} = \frac{193,67}{0,6115} = 316,71 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.22)$$

Z katalogu firmy NORD volím motor o těchto parametrech:

$$P_N = 55 \text{ kW}, n_N = 1480 \text{ min}^{-1}$$

$$M_N = 9,55 \cdot \frac{P_N}{n_N} = 9,55 \cdot \frac{55000}{1480} = 354,89 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.23)$$

Navržený motor musí splňovat následující podmínky:

$$M_N > M_{\text{down}} \rightarrow 354,89 > 193,67 \rightarrow \text{navržený motor vyhovuje pro minimální otáčky}$$

$$M_N > M_{N50} \rightarrow 354,89 > 324 \rightarrow \text{navržený motor vyhovuje pro maximální otáčky}$$

Výpočet návrhu asynchronního motoru byl proveden v programu Microsoft Excel.
Je uložen na CD jako Příloha 2.

Tab.4: Výpočet motoru

Vstupní hodnoty k výpočtu motoru

$M_{PM} \text{ [N} \cdot \text{m]}$	140
$t_D \text{ [s]}$	3
$n_{\min} \text{ [min}^{-1}]$	247,6
$n_{\max} \text{ [min}^{-1}]$	2476
$n_N \text{ [min}^{-1}]$	1480
$n_s \text{ [min}^{-1}]$	1500
$J \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$	0,69
$P \text{ [kW]}$	55
$i_{PR} \text{ [1]}$	6,19

$$n_{\min} = n_{va \min} \cdot i_{PR}$$

$$n_{\max} = n_{va \max} \cdot i_{PR}$$

Vypočtené hodnoty

$\Omega_{\max} \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	259,2861
$\Omega_{\min} \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	25,92861
$M_d \text{ [N} \cdot \text{m]}$	53,67223
$M_M \text{ [N} \cdot \text{m]}$	193,6722
$M_{N50} \text{ [N} \cdot \text{m]}$	324,0084
$P_N \text{ [W]}$	50216,52
$f_{\min} \text{ [Hz]}$	8,92
$f_{\max} \text{ [Hz]}$	83,2
$k_s \text{ [1]}$	0,6115
$M_{\text{dov}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$	193,6722
$M_{\text{down}} \text{ [N} \cdot \text{m]}$	316,7166
$M_N \text{ [N} \cdot \text{m]}$	354,8986

Pokud $n_{\max} < n_N$, pak platí

$$\rightarrow \begin{array}{ll} M_{N50} = M_M \text{ [N} \cdot \text{m]} & 193,672226 \\ P_N \text{ [W]} & 30016,3359 \end{array}$$

Podmínky

$$\rightarrow M_N > M_{\text{down}}$$

$$M_N > M_{N50}$$

VYHOVUJE

VYHOVUJE

4.4 Volba pohonu





Volím komplet motor s čelní dvoustupňovou převodovkou od firmy NORD.

Převodovka: SK 82 – 250M/4



Obr.4.2: Komplet motor s čelní převodovkou [12]

kde $P_1 = P_N$...jmenovitý výkon motoru $P_N = 55 \text{ kW}$
 n_2 ...výstupní otáčky při jmenovitých otáčkách motoru $n_2 = 239 \text{ min}^{-1}$
 M_2 ...výstupní moment $M_2 = 2198 \text{ Nm}$
 $i_{ges} = i_{P\check{R}}$...celkový převodový poměr $i_{P\check{R}} = 6,19 [1]$

P ₁	n ₂	M ₂	f _B	i _{ges}	F _R	F _A	F _{R VL}	F _{A VL}			
[kW]	[min ⁻¹]	[Nm]			[kN]	[kN]	[kN]	[kN]			
89	5902	1,1	16,56		31,1	11,3	40,6	36,7	SK 82 - 250M/4		
104	5050	1,3	14,29		32,3	12,0	42,0	36,7			
125	4202	1,7	11,84		32,8	12,4	42,2	36,0			
143	3673	1,9	10,33		33,1	12,6	42,4	35,6			
168	3126	2,1	8,82		33,3	12,8	42,5	34,8			
200	2626	2,4	7,39		33,1	12,9	42,0	34,0			
239	2198	2,0	6,19		31,3	12,2	39,8	32,2			
280	1876	2,6	5,29		31,0	12,1	39,2	31,5			
334	1573	2,8	4,43		30,4	12,0	38,2	30,4			

Obr.4.3: Hodnoty převodovky [12]

Motor 250 M/4 TF F

kde 250...velikost (osová výška)

M...písmeno specifického výkonu

4...počet pólů

TF...příslušenství (teplotní čidlo, termistor)

F...příslušenství (cizí chlazení)

Jmenovitý výkon motoru $P_N = 55 \text{ kW}$ (viz. Obr.4.5)

Jmenovité otáčky motoru $n_N = 1480 \text{ min}^{-1}$

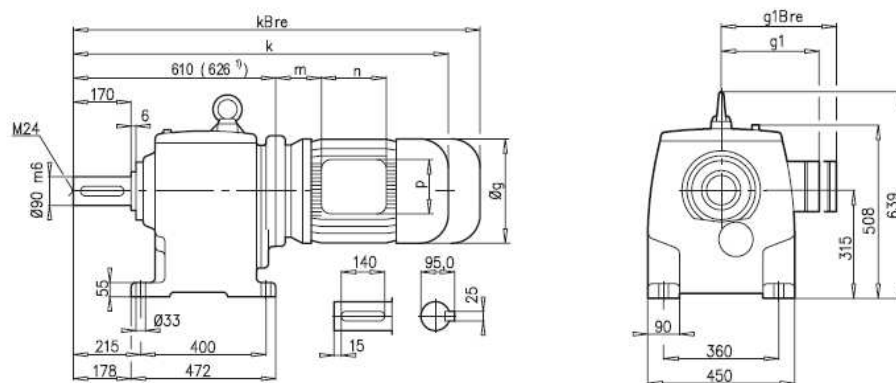


Obr.4.4: Trojfázový asynchronní motor [12]

Z důvodu průběžného měnění otáček a možnosti regulovat otáčky axiálního válce bude motor řízen pomocí frekvenčního měniče.

1500 min ⁻¹ 50 Hz				230/400V & 400/690V - S1										EFF2	
	P _N	n _N	I _N	I _N	cos φ	η(4/4xP _N)	η(3/4xP _N)		M _N	M _A /M _N	M _K /M _N	I _A /I _N	L _{PA}	L _{WA}	J
	[kW]	[min ⁻¹]	(230/400V) [A]	(400/690V) [A]		[%]	[%]		[Nm]				dB(A)	dB(A)	[kgm ²]
63S/4	0,12	1335	0,95 / 0,55		0,64	49,9	*	*	0,86	2,7	2,7	2,9	44	52	0,00021
63L/4	0,18	1360	1,18 / 0,68		0,64	56,2	*	*	1,26	2,5	2,6	3,3	44	52	0,00028
71S/4	0,25	1380	1,32 / 0,76		0,77	61,6	*	*	1,73	2,2	2,1	3,3	49	57	0,00072
71L/4	0,37	1380	1,89 / 1,09		0,71	64,4	*	*	2,56	2,0	2,4	3,6	49	57	0,00086
80S/4	0,55	1375	2,63 / 1,52		0,73	71,5	*	*	3,82	1,9	2,0	3,3	51	59	0,00109
80L/4	0,75	1375	3,64 / 2,10		0,74	69,6	*	*	5,21	2,0	2,1	3,5	51	59	0,00145
90S/4	1,10	1395	4,87 / 2,81		0,74	76,2	75,9	EFF2	7,53	2,3	2,6	4,4	53	61	0,00235
90L/4	1,50	1395	6,15 / 3,55		0,78	78,5	78,2	EFF2	10,3	2,3	2,6	4,8	53	61	0,00313
100L/4	2,20	1440	9,04 / 5,22		0,74	81,1	81,1	EFF2	14,6	2,3	3,0	5,1	56	64	0,0045
100LA/4	3,00	1415		6,54 / 3,78	0,80	82,6	82,4	EFF2	20,2	2,5	2,9	5,4	56	64	0,006
112M/4	4,00	1445		8,30 / 4,79	0,80	86,0	84,0	EFF2	26,4	2,3	2,8	5,3	58	66	0,011
132S/4	5,50	1445		11,4 / 6,56	0,81	85,8	85,4	EFF2	36,5	2,1	2,7	5,5	64	72	0,024
132M/4	7,50	1445		14,8 / 8,55	0,84	87,0	86,0	EFF2	49,6	2,5	2,8	5,5	64	72	0,032
132MA/4	9,20	1450		18,8 / 10,9	0,80	87,4	*	*	60,6	2,6	3,1	6,0	64	72	0,035
160M/4	11,0	1460		22,0 / 12,7	0,81	89,0	89,0	EFF2	72,0	2,3	2,7	6,5	67	75	0,061
160L/4	15,0	1460		28,8 / 16,6	0,84	89,9	90,0	EFF2	98,1	2,7	3,1	6,7	67	75	0,082
180MX/4	18,5	1460		35,7 / 20,6	0,82	90,7	90,7	EFF2	121	3,1	3,1	7,1	67	75	0,095
180LX/4	22,0	1460		43,4 / 25,0	0,82	90,9	90,7	EFF2	144	3,1	3,1	6,9	67	75	0,115
200L/4	30,0	1465		55,0 / 32,0	0,86	91,8	91,8	EFF2	196	2,6	3,2	7,0	65	78	0,240
225S/4	37,0	1470		66,0 / 38,0	0,87	92,9	92,9	EFF2	240	2,8	3,2	7,0	65	78	0,320
225M/4	45,0	1470		80,0 / 46,0	0,87	93,4	93,4	EFF2	292	2,8	3,3	7,7	65	78	0,360
250M/4	55,0	1480		100 / 58,0	0,85	93,5	93,8	EFF2	355	2,4	2,8	6,1	67	80	0,690
280S/4	75,0	1485		136 / 79,0	0,85	94,2	94,1	EFF2	482	2,5	3,0	7,1	70	83	1,20

Obr.4.5: Hodnoty asynchronního motoru [12]



± A45	132 M	160 M/L	180 MX/LX	200 L	225 S/M	250 M ¹⁾	280 S ¹⁾
g	266	320	358	398	398	495	555
g1 / g1Bre	204 / 196	242 / 242	259 / 259	306 / 306	306 / 306	392 / 392	432 / 432
k / k2Bre	1045 / 1152	1102 / 1281	1212 / 1317	1297 / 1464	1298 / 1465	1386 / 1636	1456 / 1636
k2 / k2Bre	1121 / 1228	1178 / 1357	1288 / 1393	1373 / 1540	1373 / 1540	1462 / 1712	1532 / 1712
m / mBre	71 / 64	52 / 52	93 / 78	110 / 110	110 / 110	129 / 129	144 / 144
n / nBre	122 / 185	186 / 186	132 / 162	192 / 192	192 / 192	236 / 236	236 / 236
p / pBre	122 / 139	186 / 186	152 / 162	260 / 260	260 / 260	300 / 300	300 / 300

Obr.4.6: Rozměry motoru s převodovkou [12]

Měnič frekvence SK 700 E



Obr.4.7: Frekvenční měniče od firmy NORD [12]

Měnič SK 700 E je univerzálním měničem kmitočtu pro všechny aplikace – od jednoduchého řízení rychlosti po komplexní polohovací aplikace. Všechny modulární doplňky, které jsou nutné pro konkrétní úlohu, lze umístit uvnitř měniče a to bez použití šroubů (zásuvné moduly).

- bezsenzorová proudově vektorová regulace až do 400 % kroutícího momentu
- integrovaný EMC filtr třídy A (do 22 kW)
- 4 parametrové sady, online přepínatelné
- brzdný chopper pro vysokou dynamiku brzdění
- díky modulární konstrukci lze měnič přizpůsobit dle požadavků aplikace
- automatická identifikace doplňkových modulů a karet
- možnost rozhraní pro všechny běžně užívané sběrnice

4.5 Spojka

Ke spojení výstupního hřídele z převodovky a hřídele uložení válce použiji pružné spojky Rotex[®] s plastovým mezikusem.

Jmenovitý výkon motoru	$P_N = 55 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky motoru	$n_N = 1480 \text{ min}^{-1}$
Moment setrvačnosti na hnací straně	$J_A = 27,1 \text{ kg.m}^2$

Jmenovitý kroutící moment

$$T_N = 9550 \cdot \frac{P_N}{n_N} = 9550 \cdot \frac{55}{1480} = 354,89 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.24)$$

Maximální moment na hnací straně

$$T_{AS} = \frac{M_K}{M_N} \cdot T_N = 2,8 \cdot 354,89 = 993,7 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.25)$$

kde $M_K/M_N = 2,8$ z Obr.4.5

Maximální moment na zatěžující straně

$$T_{LS} = T_{LN} = 140 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (4.26)$$

Provozní součinitele:

Service factor S_t for temperature					Service factor S_z for starting frequency					Service factor S_A/S_L for shocks	
	-30 °C +30 °C	+40 °C	+60 °C	+80 °C	starting frequency/h	100	200	400	800		S_A/S_L
S_t	1,0	1,2	1,4	1,8	S_z	1,0	1,2	1,4	1,6	gentle shocks	1,5
										average shocks	1,8
										heavy shocks	2,5

Obr.4.8: Hodnoty provozních součinitelů [13]

Spouštěcí frekvence: $s_z=1$

Teplotní: $s_t = 1,8$

Rázy: $s_A = s_L = 1,8$

Parametry na zatěžující straně

Krouticí moment na zatěžující straně: $T_{LN} = 140 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

Moment setrvačnosti na zatěžující straně: $J_L = 7,1 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$

Součinitel rotační setrvačnosti na hnací straně:

$$M_A = \frac{J_L}{J_A + J_L} = \frac{7,1}{27,1 + 7,1} = 0,208 \text{ [1]} \quad (4.27)$$

Součinitel rotační setrvačnosti na hnané straně:

$$M_L = \frac{J_A}{J_A + J_L} = \frac{27,1}{27,1 + 7,1} = 0,79 \text{ [1]} \quad (4.28)$$

Zatížení vzniklé od jmenovitého kroutícího momentu:

$$\begin{aligned} T_{KN} &\geq T_N \cdot s_t \\ T_{KN} &\geq 354,89 \cdot 1,8 = 638,8 \text{ [N} \cdot \text{m]} \\ 1920 &\geq 638,8 \end{aligned} \quad (4.29)$$

Volba velikosti spojky: Rotex[®] velikost 75, mezikus (spider) 95 Shore A:

Hodnoty pružné spojky:

Jmenovitý krouticí moment $T_{KN} = 1920 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

Maximální krouticí moment $T_{Kmax} = 3840 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

Zatížení vzniklé momentovými rázy:

Maximální moment stroje na hnací straně

$$\begin{aligned} T_S &= T_{AS} \cdot M_A \cdot S_A \\ T_S &= 993,7 \cdot 0,208 \cdot 1,8 = 372,04 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$\begin{aligned} T_{Kmax} &\geq T_S \cdot s_z \cdot s_t + T_N \cdot s_t \text{ [N} \cdot \text{m]} \\ T_{Kmax} &\geq 372,04 \cdot 1 \cdot 1,8 + 638,8 \\ T_{Kmax} &\geq 669,67 + 638,8 \\ 3840 &\geq 1308,5 \end{aligned} \quad (4.31)$$

=> zvolená velikost spojky vyhovuje

Maximální moment stroje na hnané straně

$$\begin{aligned} T_{S1} &= T_{LS} \cdot M_L \cdot S_L \\ T_{S1} &= 140 \cdot 0,79 \cdot 1,8 = 199,1 \text{ [N} \cdot \text{m]} \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} T_{Kmax} &\geq T_{S1} \cdot s_z \cdot s_t + T_N \cdot s_t \text{ [N} \cdot \text{m]} \\ T_{Kmax} &\geq 199,1 \cdot 1 \cdot 1,8 + 638,8 \\ T_{Kmax} &\geq 358,38 + 638,8 \\ 3840 &\geq 997,2 \end{aligned} \quad (4.33)$$

=> zvolená velikost spojky vyhovuje

Volím pružnou spojku: Rotex[®] - 75 St 95 1 – Ø90 1b - Ø90

kde Rotex[®] - 75...velikost spojky

St...materiál – ocel

95...tvrdost plastového mezikusu [Sh A]

1, 1b...tvar náboje

Ø90...konečná díra v náboji



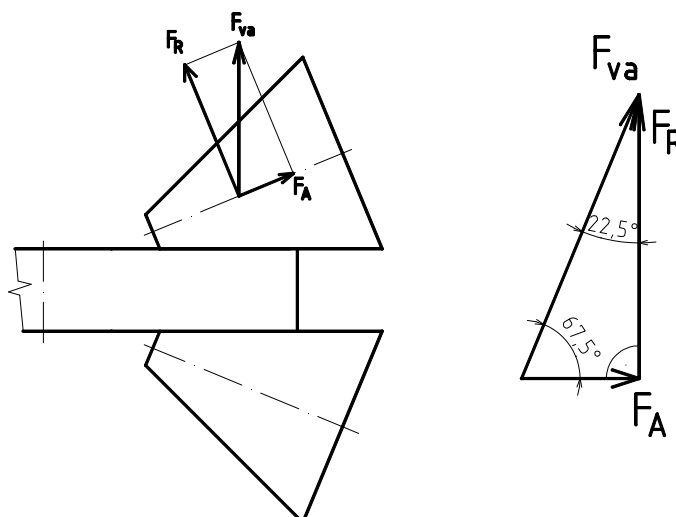
Obr.4.9: Pružná spojka Rotex ve skutečném zobrazení [13]

4.6 Konstrukční výpočty

Rozklad válcovací síly do složek

Maximální válcovací sílu použijeme z Přílohy 1 uložené na CD. Sílu o něco navýšíme, abychom dostali určitou výkonovou rezervu. Pak tedy

$$F_{va\ max} = 30\ 000\ [N]$$



Obr.4.10: Rozklad válcovací síly do složek

Válcovací sílu můžeme rozložit do radiální a axiální složky

Radiální síla:

$$\sin 67,5 = \frac{F_R}{F_{va \max}}$$

↓

$$F_R = F_{va \max} \cdot \sin 67,5 \quad (4.34)$$

$$F_R = 30000 \cdot \sin 67,5 = 27716,4 \text{ [N]}$$

Axiální síla:

$$\cos 67,5 = \frac{F_A}{F_{va \max}}$$

↓

$$F_A = F_{va \max} \cdot \cos 67,5 \quad (4.35)$$

$$F_A = 30000 \cdot \cos 67,5 = 11480,5 \text{ [N]}$$

4.7 Návrh hřídele

4.7.1 Výpočet minimálního průměru válcového konce hřídele

Minimální průměr válcového konce hřídele $d_{1\min}$ určím z pevnostní podmínky namáhání v krutu:

$$\tau_K \leq \tau_{DK}$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_k} \leq \tau_D$$

$$\tau_K = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_{1\min}^3} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_{1\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad (4.36)$$

Volím dovolené napětí v krutu $\tau_{DK} = 50 \text{ MPa}$ pro materiál 12 061.

Za kroutící moment dosadíme jmenovitý moment motoru.

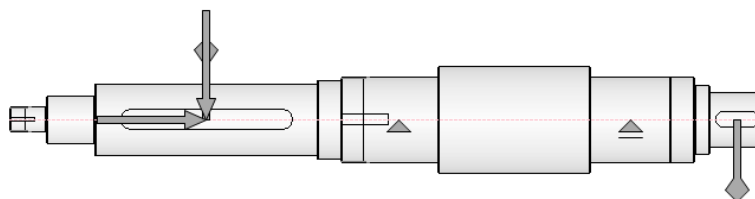
$$d_{1\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 355000}{\pi \cdot 50}} = 33,07 \text{ [mm]}$$

volím: $d_1 = 40 \text{ mm}$

4.7.2 Kontrola hřídele

Hřídel jsem kontroloval pomocí programu Autodesk Inventor 2008.

U hřídele bylo zjištěno maximální namáhání 33,58 MPa.



Obr.4.11: Hřídel

Tab.5: Zatížení působící na hřídel

Index	Umístění	Radiální zatížení				Axiální zatížení	Svěrný moment
		XY	XZ	Velikost	Úhel		
1	315 mm						355,000 N m
2	315 mm	27716,400 N		27716,400 N			
3	315 mm					11480,500 N	
4	1177 mm						-355,000 N m

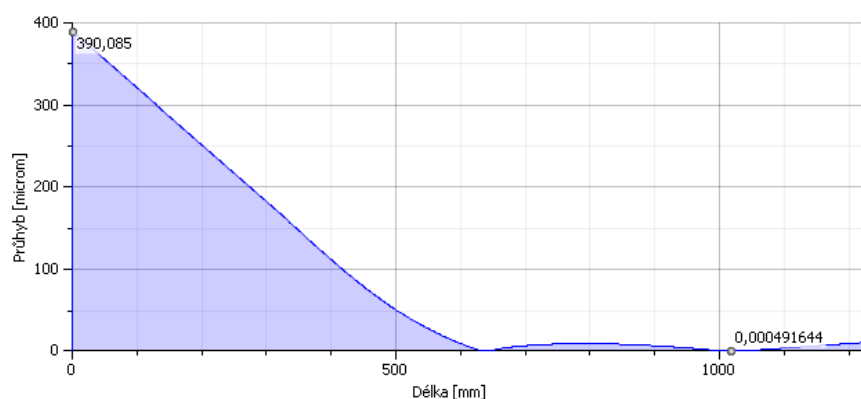
Tab.6: Podpory hřídele

Index	Typ	Umístění	Reakční síla				
			XY	XZ	Velikost	Úhel	Axiální zatížení
1	Pevná	637 mm	51767,922 N		51767,922 N		11480,500 N
2	Volný	1017 mm	-22739,456 N		22739,456 N	180,00 deg	

Tab.7: Výsledky výpočtu

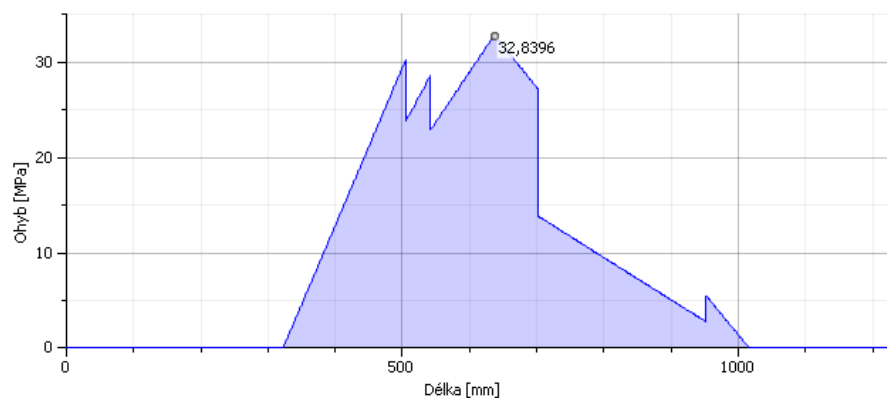
Maximální průhyb	f_{\max}	390,085 μm
Úhel zkroucení	α	0,01°
Délka	L	1237,000 mm
Hmotnost	m	133,793 kg
Maximální napětí	σ_{\max}	33,579 MPa
Maximální napětí v krutu	$\tau_{k\max}$	2,480 MPa

Průhyb hřídele



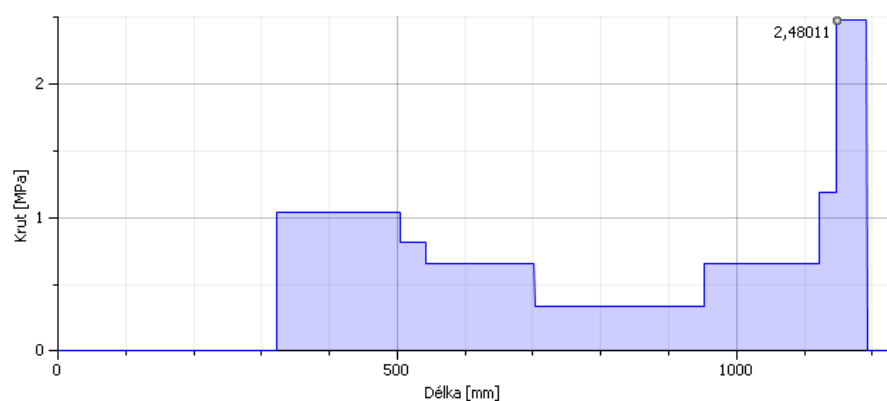
Obr.4.12: Průhyb hřídele

Ohyb hřídele



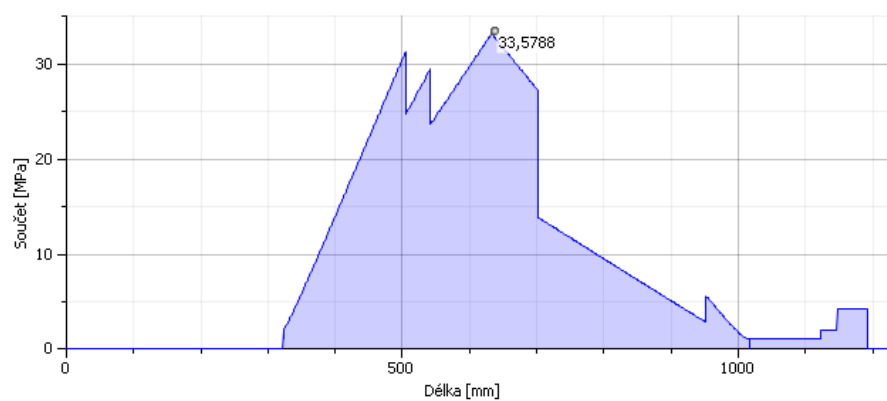
Obr.4.13: Hřídel namáhaná ohybem

Krut hřídele



Obr.4.14: Hřídel namáhaná krutem

Celkové namáhání hřídele



Obr.4.15: Celkové namáhání hřídele

Bezpečnost

$$k_h = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{335}{33,58} = 14,8 \quad [1] \quad (4.37)$$

Pro materiál 12 061: $R_e = 335 \text{ MPa}$

4.8 Kontrola per

Pero na výstupu z převodovky:

$$d_p = 90 \text{ mm} \qquad M_K = 355 \text{ N.m} \qquad l = 140 \text{ mm}$$

$$t = 8,7 \text{ mm} \qquad b_p = 25 \text{ mm} \qquad l' = 82 \text{ mm}$$

$p_D = 120 \text{ MPa}$ (materiál 11 600)

$$F_1 = \frac{M_K}{\frac{d_p}{2} - \frac{t}{2}} \quad (4.38)$$

$$F_1 = \frac{355000}{\frac{90}{2} - \frac{8,7}{2}} = 8733,09 \quad [\text{N}]$$

$$p = \frac{F_1}{t \cdot l'} \leq p_D \quad (4.39)$$

$$p = \frac{8733,09}{8,7 \cdot 82} = 12,25 \quad [\text{MPa}]$$

$$p \leq p_D$$

$$\underline{\underline{12,25 \leq 120 \Rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

Pero mezi nábojem spojky a hřídelem:

$$d_h = 90 \text{ mm}$$

$$M_K = 355 \text{ N.m}$$

$$l = 70 \text{ mm}$$

$$t = 8,7 \text{ mm}$$

$$b_p = 25 \text{ mm}$$

$$l' = l - b_p = 70 - 25 = 45 \text{ mm}$$

$$F_1 = \frac{M_K}{\frac{d_h}{2} - \frac{t}{2}}$$

$$F_1 = \frac{355000}{\frac{90}{2} - \frac{8,7}{2}} = 8733,09 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{F_1}{t \cdot l'} \leq p_D$$

$$p = \frac{8733,09}{8,7 \cdot 45} = 22,3 \text{ [MPa]}$$

$$p \leq p_D$$

$$\underline{\underline{22,3 \leq 120 \Rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

Pero pod axiálním válcem:

$$d_{va} = 120 \text{ mm}$$

$$M_K = 355 \text{ N.m}$$

$$l = 280 \text{ mm}$$

$$t = 11,1 \text{ mm}$$

$$b_p = 32 \text{ mm}$$

$$l' = l - b_p = 280 - 32 = 248 \text{ mm}$$

$$F_1 = \frac{M_K}{\frac{d_{va}}{2} - \frac{t}{2}}$$

$$F_1 = \frac{355000}{\frac{120}{2} - \frac{11,1}{2}} = 6519,75 \text{ [N]}$$

$$p = \frac{F_1}{t \cdot l'} \leq p_D$$

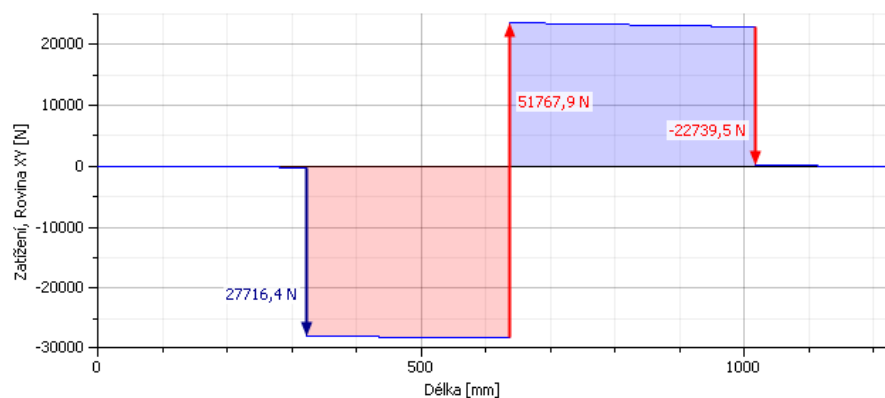
$$p = \frac{6519,75}{11,1 \cdot 248} = 2,4 \text{ [MPa]}$$

$$p \leq p_D$$

$$\underline{\underline{2,4 \leq 120 \Rightarrow \text{vyhovuje}}}$$

4.9 Určení reakcí působících na ložiska

Od složek válcovací síly vzniknou v místech podpor (ložiskách) reakce. Velikost reakcí jsem určil pomocí programu Autodesk Inventor 2008.



Obr.4.16: Reakce v ložiskách

Radiální síly:

$$F_{RA} = 51767,9$$

$$F_{RB} = 22739,5 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{AA} = 11480,5 \text{ N}$$

4.10 Návrh ložisek

K uložení hřídele volím stejná ložiska. Jedná se o párové jednořadé kuželíkové ložisko SKF 32028T130X/QDB s uložení kuželíků do tvaru O. Kontrolu provedu pouze pro nejnamáhanější ložisko. Pravděpodobnost poruchy ložiska volím 1%. Životnost ložisek volím 10 000 hodin. Z katalogu SKF jsem odečetl tyto parametry ložiska:

Malý průměr ložiska: $d_l = 140$ [mm]

Velký průměr ložiska: $D_l = 210$ [mm]

Šířka ložiska: $B_l = 130$ [mm]

Statická únosnost: $C_0 = 1160$ [kN]

Dynamická únosnost: $C = 561$ [kN]

Mezní únavové zatížení: $P_u = 116$ [kN]

4.10.1 Kontrola ložisek

Ekvivalentní zatížení ložiska jsem určil na internetových stránkách firmy SKF. [14]

Bearing	32028T130 X/GDB		
C, kN	561		
C ₀ , kN	1160		
F _r , kN	51.8		
F _a , kN	11.48		
	<input type="button" value="Calculate"/>		
e	0.46		
X	1	X ₀	1
Y	1.5	Y ₀	1.4
P, kN	69	P ₀ , kN	67.9
L ₁₀ [Mrev]	1080		

Obr.4.17: Výpočet ekvivalentního zatížení [14]

Základní hodinová životnost

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \quad (4.40)$$

kde pro ložiska s čárovým stykem je exponent $p = \frac{10}{3}$ a n_1 jsou otáčky hnacího hřídele.

Po dosazení:

$$L_{10,h} = \left(\frac{561}{69} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 400} = 45029,9 \text{ [hod]} \quad (4.41)$$

Modifikované trvanlivosti ložiska

Předchozí vztah se používá pro ideální provozní podmínky (ideální mazání a chlazení) a pravděpodobnost poruchy 10%. Pokud toto není splněno, pak se použije pro výpočet upravené trvanlivosti vztah:

$$L_{a,h} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10,h} \quad (4.42)$$

Součinitel pravděpodobnosti poruchy ložiska a_1 jsem určil dle tabulky 8.

Tab.8: Součinitel pravděpodobnosti poruchy

Pravděpodobnost havárie [%]	10	5	4	3	2	1
Označení trvanlivosti	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Součinitel a_1	1,00	0,65	0,53	0,44	0,33	0,21

Součinitel a_{SKF} zahrnuje vliv materiálu ložiska, typu ložiska, zatížení, mazání, provozní teploty a čistoty maziva a volím jej z diagramu.

Pro vyhledávání součinitele a_{SKF} v tomto diagramu je nutná znalost hodnoty:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$$

kde η_c ...součinitel znečištění jsem určil z tab.9.

Tab.9: Součinitel znečištění

	velmi čisté	čisté	normální	znečištěné	Velmi znečištěné
Provozní podmínky	Max. velikost částic odpovídá velikosti filmu	Utěsněná ložiska bez výměny oleje po dobu života	Ložiska zakrytá, bez výměny oleje	Ložiska bez těsnění s hrubým olej. Filtrem, znečištění z okolí	
	1	0,8	0,5	0,1 až 0,5	0

Dále je nutné určit hodnoty d_m a κ .

$$d_m = \frac{D_l + d_l}{2} = \frac{210 + 140}{2} = 175 \text{ [mm]} \quad (4.43)$$

Součinitel kinematické viskozity:

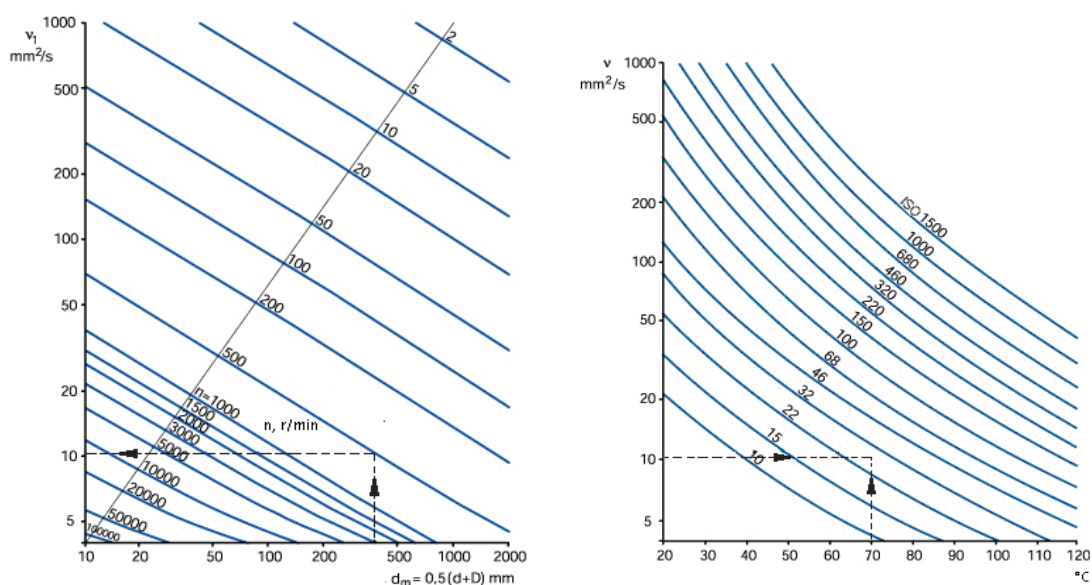
$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{26,5}{25} = 1,06 \text{ [1]} \quad (4.44)$$

Pro mazání použiji plastické mazivo SKF LGHB 2. Zajišťuje dobré mazací vlastnosti v rozmezí teplot od -20°C do $+150^\circ\text{C}$.

Viskozita základového oleje při 40°C : $\nu = 450 \text{ [mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Viskozita základového oleje při 100°C : $\nu = 26,5 \text{ [mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

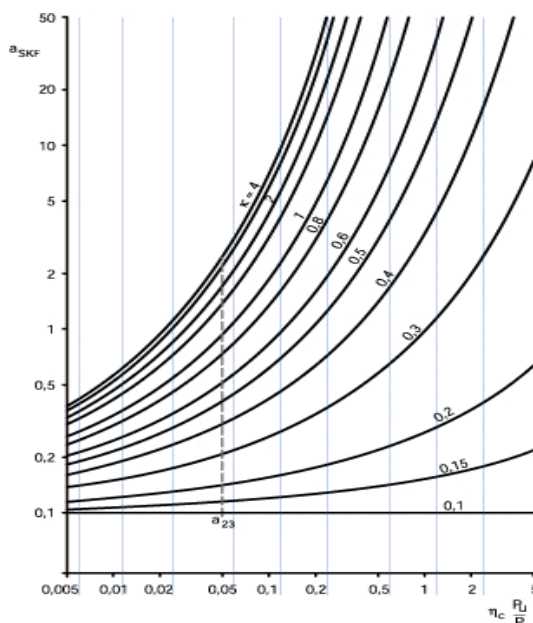
kde požadovanou viskozitu ν_1 (d_m , n) a viskozitu ν použitého maziva ISO VG 320 jsem určil z diagramů na obr.4.18.



Obr.4.18: Určení viskozity ν_1 a ν [14]

Potom

$$\eta_c \cdot \frac{P_U}{P} = 0,8 \cdot \frac{116}{69} = 1,34 \quad [1] \quad (4.45)$$



Obr.4.19: Volba součinitele a_{SKF} [14]

Pro tyto hodnoty jsem určil součinitel a_{SKF} dle diagramu na obr.4.19.

$$a_{SKF} = 50$$

Trvanlivost ložiska je tedy:

$$L_{1,h} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10,h} \quad (4.46)$$

$$L_{1,h} = 0,21 \cdot 50 \cdot 45029,9 = 472813,95 \quad [\text{hod}]$$

Ložisko splnilo požadavek na minimální počet provozních hodin a vyhovuje.

Protože vyhovuje toto nejvíce namáhané ložisko, lze předpokládat, že i druhé bude vyhovující.

4.11 Kontrola uchycení ložiskového domku

Šrouby uchycení ložiskového domku budou namáhány složkami válcovací síly. Od radiální složky budou namáhány na tah, radiální složka bude mít tendenci ložiskový domek nadzvednout. Složka axiální síly bude mít tendenci domek posunout a šrouby tak budou namáhány na střih.

Pro uchycení domku jsem zvolil šest šroubů M 30.

Výpočet osově síly F_Q ve šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{S_s} \leq \sigma_{Dt}$$

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{Dt}$$

↓

$$F_Q = \sigma_{Dt} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (4.47)$$

$$F_Q = 65 \cdot \frac{\pi \cdot 25,706^2}{4} = 33734,4 \text{ [N]}$$

kde σ_{Dt} ...dovolené napětí v tahu pro materiál 11 500 [MPa]

d_3 ...průměr jádra šroubu [mm]

Kontrola ve směru radiální složky:

$$F_R \leq F_Q \cdot i \quad (4.48)$$

$$27716,4 \leq 33734,4 \cdot 6$$

$$27716,4 \leq 202406,4 \quad \Rightarrow \text{uchycení vyhovuje}$$

kde i ...počet šroubů [1]

Kontrola ve směru axiální složky:

$$F_A \leq \frac{F_Q \cdot f}{n} \cdot i \quad (4.49)$$

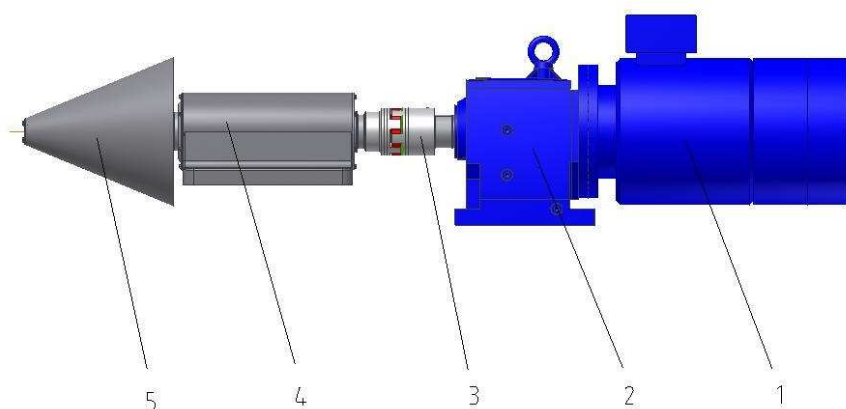
$$11480,5 \leq \frac{33734,4 \cdot 0,15}{1,5} \cdot 6$$

$$11480,5 \leq 20240,6 \quad \Rightarrow \text{uchycení vyhovuje}$$

kde f ...součinitel tření [1]

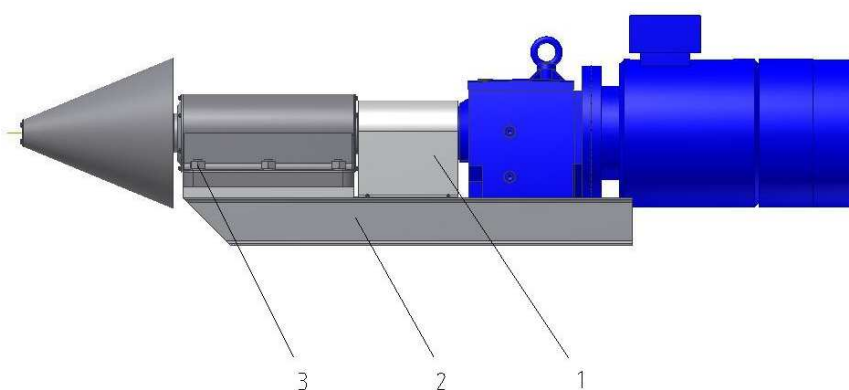
n ...bezpečnost proti posunutí ($n > 1,2$)

4.12 Popis navrženého pohonu



Obr.4.20: Pohon axiálního válce

- Popis:*
- 1 – asynchronní motor s kotvou nakrátko
 - 2 – čelní převodovka NORD
 - 3 – pružná spojka Rotex
 - 4 – ložiskový domek
 - 5 – axiální válec

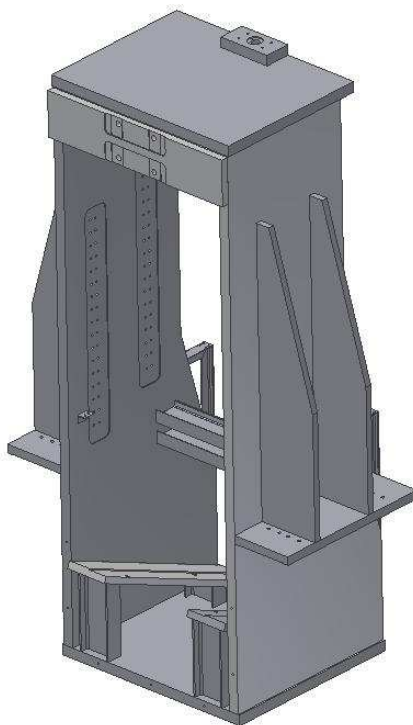


Obr.4.21: Pohon uložený na rámu

- Popis:*
- 1 – kryt pružné spojky
 - 2 – rám pohonu
 - 3 – šrouby přichycující ložiskový domek k rámu

5 Konstrukce stolice axiálních válců

Stolice axiálních válců bude vyrobena jako svařovaná konstrukce. Po svaření bude tato konstrukce na požadovaných místech obrobena.



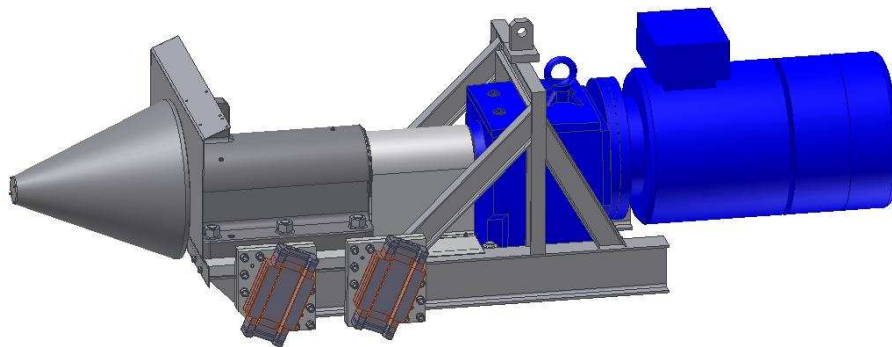
Obr.5.1: Axiální stolice válcovačky kroužků

Spodní konstrukce axiálního válce bude přichycena do rámu napevno pomocí šroubů. Po přebroušení válce nebo jeho výměně se bude konstrukce válce podkládat podložkami, aby se dostal do opětovné roviny s válcovaným kroužkem.

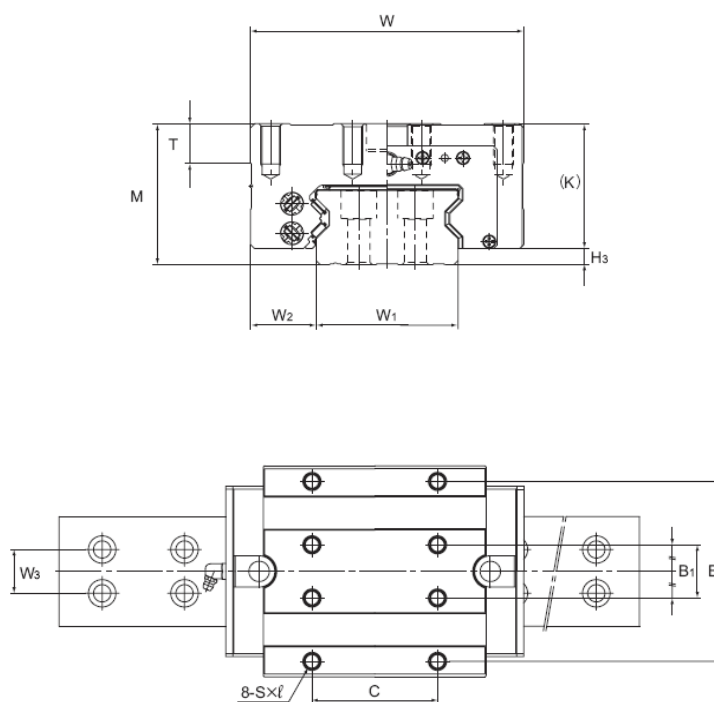
Horní konstrukce axiálního válce bude pohyblivá ve svislém směru. Tímto posuvem se bude redukovat výška válcovaného kroužku. Konstrukce horního axiálního válce bude vedena lineárním vedením a výškově stavitelná hydromotorem. S rostoucím průměrem kroužku se bude muset celá stolice axiálních válců posunovat v horizontálním směru. Toto bude zajištěno opět hydromotorem s vedením stolice v lineárních vedeních.

5.1 Vedení horní konstrukce

Vedení horní konstrukce axiálního válce bude zajištěno pomocí lineárního vedení s válečkovou klecí. Jedná se o model se širokou kolejnicí SRW 85 LR.



Obr.5.2: Horní konstrukce axiálního válce

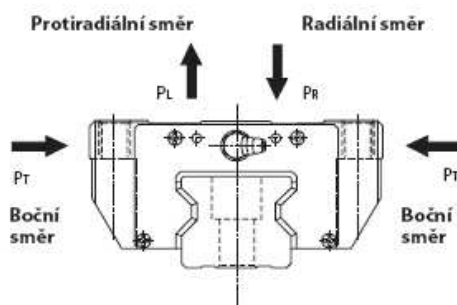


Obr.5.3: Náčres lineárního vedení [15]

Tab.10: Tabulka rozměrů kolejnice a vozíku [15]

Model No.	Outer dimensions			LM block dimensions													H ₃
	Height	Width	Length	B	B ₁	C	S×ℓ	L ₁	T	K	N	E	e _o	f _o	D _o	Grease nipple	
	M	W	L														
SRW 70LR	70	135	190	115	34	80	M10×20	142	20	62	20	16	7	17	5.2	B-PT1/8	8
SRW 85LR	80	165	235	140	40	95	M12×19	179.2	28	70	22	16	9	17.7	5.2	B-PT1/8	10
SRW 100LR	100	200	303	172	50	110	M14×20	229.8	20	88.5	27	16	9	22.4	5.2	B-PT1/8	11.5

5.1.1 Výpočet lineárního vedení



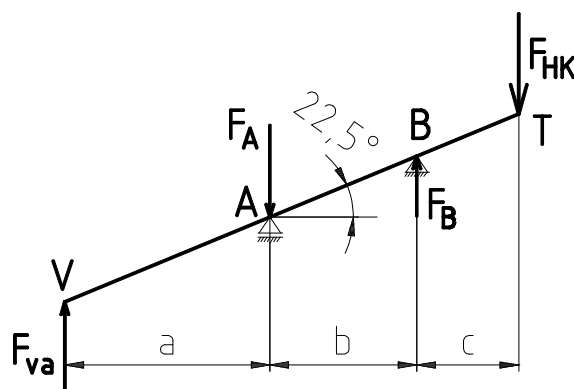
Obr.5.4: Směry sil působící na lineární vedení [15]

Výpočet sil v bočním směru

Lineární vedení bude namáháno od válcovací síly a od vlastní hmotnosti konstrukce horního axiálního válce.

Síla působící na lineární vedení v bočním směru:

Tíha horní konstrukce působí v těžišti konstrukce T. Hmotnost horní konstrukce je přibližně 2500 kg. Body A a B představují lineární vedení, v bodě V působí válcovací síla. Pro výpočet reakce F_A volím bod B jako pevnou vazbu.



Obr.5.5: Síly působící na lineární vedení

$a = 429 \text{ mm}$, $b = 328 \text{ mm}$, $c = 276 \text{ mm}$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$F_{va} \cdot (a + b) - F_A \cdot b = F_{HK} \cdot c$$

\Downarrow

$$F_A = \frac{F_{va} \cdot (a + b) - F_{HK} \cdot c}{b} \quad (5.1)$$

$$F_A = \frac{30000 \cdot (429 + 328) - 25000 \cdot 276}{328} = 48201,2 \text{ [N]}$$

kde F_{va} ...maximální válcovací síla [N]

F_{HK} ...tíha horní konstrukce ax.válce [N]

Poté vypočtu sílu F_B

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{va} - F_A + F_B - F_{HK} = 0$$

$$F_B = F_{HK} + F_A - F_{va} \quad (5.2)$$

$$F_B = 25000 + 48201,2 - 30000 = 43201,2 \text{ [N]}$$

Jak je zřejmé z obrázku 5.5, v lineárních vedeních nevznikají žádné síly v bočních směrech.

Lze tedy předpokládat, že celkové zatížení lineárního vedení bude nulové, lineární vedení je tedy vhodné pro dané užití.

5.2 Vedení axiální stolice

Při válcování kroužku dochází ke zvětšení průměru válcovaného kroužku, z čehož plyne nutnost pojíždět celou axiální stolicí s rostoucím průměrem válcovaného kroužku. Tento pojezd axiální stolice bude zajištěn opět pomocí lineárního vedení s válečkovou klecí. Jedná se o model se širokou kolejnicí SRW 100 LR.

5.2.1 Výpočet lineárního vedení

Lineární vedení bude namáháno v radiálním směru (viz. Obr. 4) od válcovací síly spodního ax. válce a od vlastní hmotnosti axiální stolice. Pro větší stabilitu axiální stolice volím dva vozíky jezdící po jedné kolejnici. Hmotnost axiální stolice činí přibližně 7500 kg.

Celkové zatížení

$$P_C = F_{AS} + F_{va} \text{ [N]} \quad (5.3)$$

$$P_C = 75000 + 30000 = 105000 \text{ [N]}$$

kde F_{AS} ...tíha axiální stolice [N]

Axiální stolice bude vedena dvěma lineárními vedeními, proto budu pro výpočet používat poloviční celkové zatížení.

$$P_{C1} = \frac{P_C}{2} = \frac{105000}{2} = 52500 \text{ [N]}$$

Jmenovitá životnost

Jmenovitá životnost znamená celkovou dopravní vzdálenost, kterou může dosáhnout 90 % skupin téhož modelu kolejnice lineárního vedení bez známek poškození (odlupování šupin z kovového povrchu) po individuálním chodu za stejných podmínek.

$$L_{LV} = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_{LV}}{f_w \cdot P_{C1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 \text{ [km]} \quad (5.4)$$

kde f_H ...koeficient tvrdosti [1]

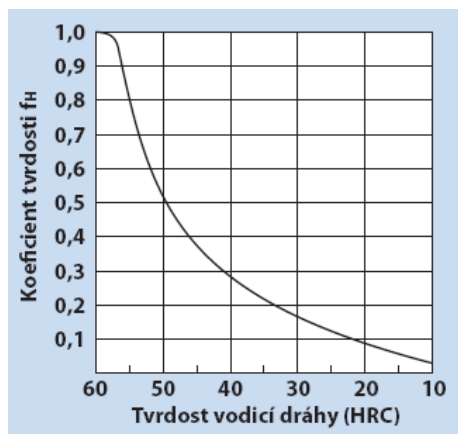
f_T ...teplotní koeficient [1]

f_C ...kontaktní koeficient [1]

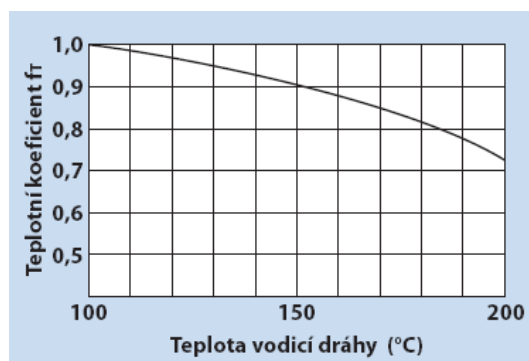
f_w ...zátěžový koeficient [1] (pro pomalé rychlosti do $0,25 \text{ m.s}^{-1}$ $f_w = 1$)

C_{LV} ...základní dynamická jmenovité zatížení [N] ($C_{LV} = 278000 \text{ N}$ [15])

P_{C1} ...vypočtené zatížení [N]



Obr.5.6: Graf pro určení koeficientu tvrdosti [15]



Obr.5.7: Graf pro určení teplotního koeficientu [15]

Tab.11: Tabulka pro určení kontaktního koeficientu [15]

Počet vozíků použitých v těsném kontaktu	Kontaktní koeficient f_c
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61
6 nebo více	0,6
Normální použití	1

Po dosazení

$$L_{LV} = \left(\frac{1 \cdot 0,8 \cdot 0,81 \cdot 278000}{1} \cdot \frac{1}{52500} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 6093,5 \text{ [km]}$$

Provozní životnost

Jakmile známe jmenovitou životnost, můžeme vypočítat provozní životnost za předpokladu konstantní délky zdvihu a počtu cyklů.

$$L_h = \frac{L_{LV} \cdot 10^6}{2 \cdot l_s \cdot n_{LV} \cdot 60} \text{ [hod]} \quad (5.5)$$

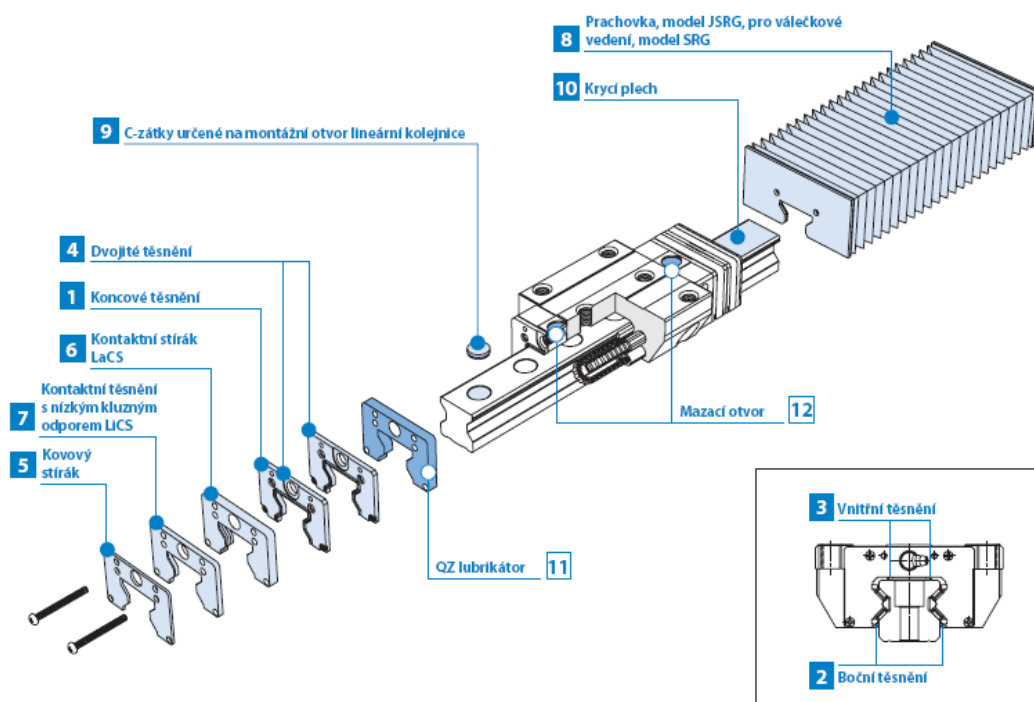
kde l_s ...délka zdvihu [mm]

n_{LV} ...počet cyklů za minutu [min^{-1}]

$$L_h = \frac{6093,5 \cdot 10^6}{2 \cdot 1500 \cdot 1 \cdot 60} = 33852,7 \text{ [hod]}$$

Výsledná provozní životnost kolejnice lineárního vedení vyšla nižší především proto, protože jsme brali v úvahu nejhorší variantu - nejdelší zdvih vedení. Proto můžu brát životnost lineárního vedení jako dostačující.

Obě dvě lineární vedení budou opatřeny protiprachovým a mazacím příslušenstvím, jako prachovými těsněními, kontaktními stíráky a QZ lubrikátorem.

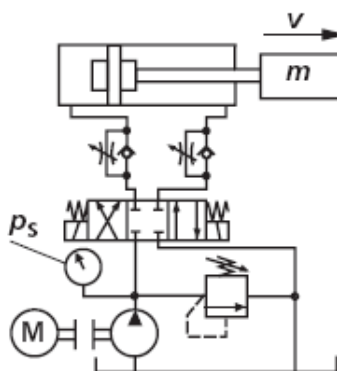


Obr.5.8: Příslušenství pro zatěsnění a mazání lineárního vedení [15]

Dále budou obě vedení zakrytovány teleskopickými kryty. Tyto kryty chrání před poškozením a vniknutím větších částic do prostoru vedení.

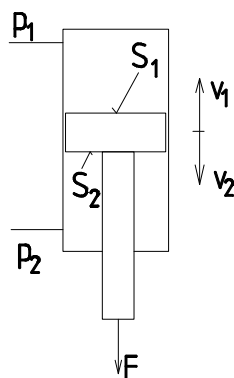
5.3 Návrh hydraulických válců

5.3.1 Pro zdvih horní konstrukce axiálního válce



Obr.5.9: Schéma hydraulického obvodu s přímočarým HM

Pro zdvih horní konstrukce použijí dva hydromotory. Jedná se o jednostranné přímočaré hydromotory dvojčinné s oboustranným regulovaným tlumením. Tyto hydromotory umožňují snímat polohu pístu.



Obr.5.10: Parametry hydraulického válce

Hmotnost horní konstrukce je přibližně 2500 kg. Z toho vyplývá, že $F_{HK} = 25000 \text{ N}$. Sílu F_{HK} použiji do výpočtu poloviční z důvodu dvou HM.

Volím jmenovitý tlak: $p_N = 16 \text{ MPa}$

$P_1 = 12 \text{ MPa}$ (volíme nižší než na pojistném ventilu s ohledem na tlakový spád potřebný pro rozběh)

Volím rychlosti zdvihu: $v_1 = 0,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$v_2 = 0,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Plocha pístu

$$S_1 = \frac{F_{HK/2}}{p_1 \cdot \eta} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.6)$$

$$S_1 = \frac{12500}{12 \cdot 0,85} = 1225,49 \text{ [mm}^2\text{]}$$

kde η ...mechanicko tlaková účinnost [1]

Průměr pístu

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (5.7)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1225,49}{\pi}} = 39,5 \quad [\text{mm}]$$

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 \quad (5.8)$$

$$S_2 = S_1 \cdot \frac{v_1}{v_2} \quad [\text{mm}^2] \quad (5.9)$$

$$S_2 = 1225,49 \cdot \frac{0,01}{0,02} = 612,75 \quad [\text{mm}^2]$$

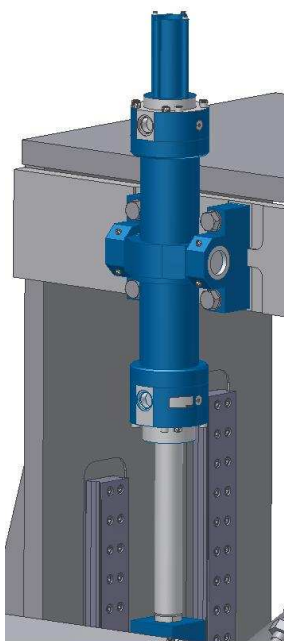
Průměr pístní tyče

$$d = D - \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (5.10)$$

$$d = 39,5 - \sqrt{\frac{4 \cdot 612,75}{\pi}} = 11,57 \quad [\text{mm}]$$

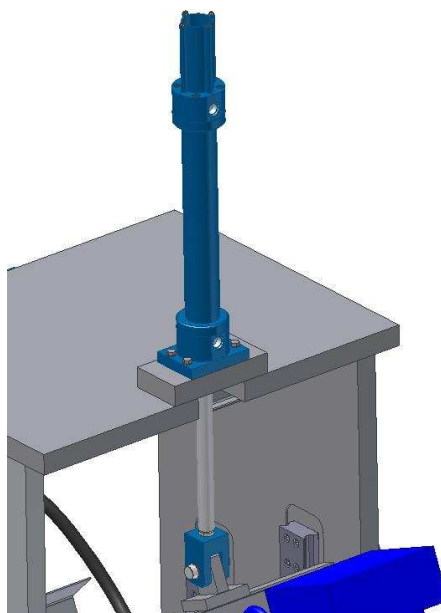
Vzhledem k délce zdvihu $L_{HK} = 400 \text{ mm}$ a vzpěrné stabilitě při maximálním vysunutí pístu volím průměry pístu a pístnice větší.

Hydromotor umístěný blíže k axiálnímu válci: $D = 100 \text{ mm}$, $d = 56 \text{ mm}$



Obr.5.11: Hydromotor umístěný blíže k axiálnímu válci

Hydromotor umístěný dál od axiálního válce: $D = 63 \text{ mm}$, $d = 36 \text{ mm}$



Obr.5.12: Hydromotor umístěný dál od axiálního válce

5.3.2 Pro posun axiální stolice

Hmotnost axiální stolice činí přibližně 7500 kg. Z toho vyplývá, že $F_{AS} = 75000 \text{ N}$.

Volím jmenovitý tlak: $p_N = 16 \text{ MPa}$

$P_1 = 12 \text{ MPa}$ (volíme nižší než na pojistném ventilu
s ohledem na tlakový spád potřebný pro rozběh)

Volím rychlosti zdvihu: $v_{1AS} = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_{2AS} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Plocha pístu

$$S_{1AS} = \frac{F_{AS}}{p_1 \cdot \eta} \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{1AS} = \frac{75000}{12 \cdot 0,85} = 7352,94 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Průměr pístu

$$D_{AS} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1AS}}{\pi}} \text{ [mm]}$$

$$D_{AS} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7352,94}{\pi}} = 96,76 \text{ [mm]}$$

$$S_{1AS} \cdot v_{1AS} = S_{2AS} \cdot v_{2AS}$$

$$S_{2AS} = S_{1AS} \cdot \frac{v_{1AS}}{v_{2AS}} \quad [\text{mm}^2]$$

$$S_{2AS} = 7352,94 \cdot \frac{0,05}{0,2} = 1838,23 \quad [\text{mm}^2]$$

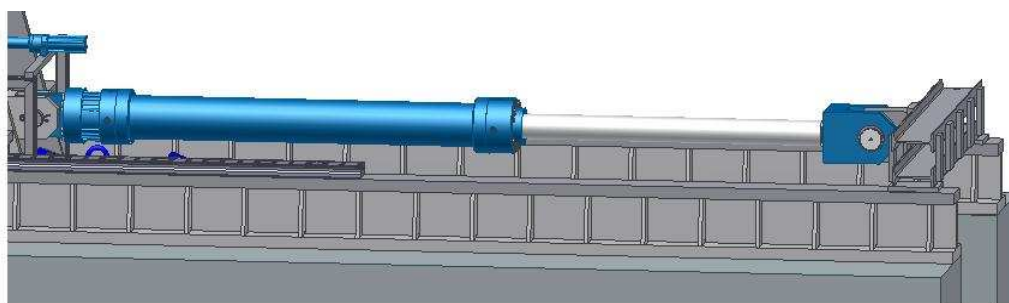
Průměr pístní tyče

$$d_{AS} = D_{AS} - \sqrt{\frac{4 \cdot S_{2AS}}{\pi}} \quad [\text{mm}^2]$$

$$d_{AS} = 96,76 - \sqrt{\frac{4 \cdot 1838,23}{\pi}} = 48,38 \quad [\text{mm}]$$

Vzhledem k délce zdvihu $L_{AS} = 1500 \text{ mm}$ a vzpěrné stabilitě při maximálním vysunutí pístu volím průměry pístu a pístnice větší.

$$D_{AS} = 160 \text{ mm}, d_{AS} = 110 \text{ mm}$$



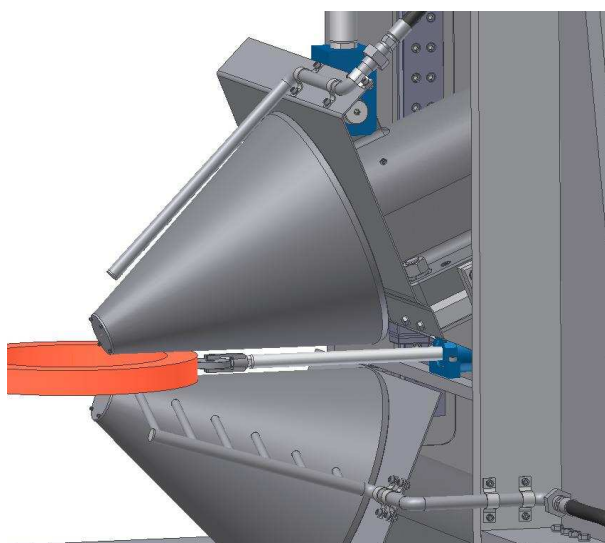
Obr.5.13: Hydromotor pro posuv axiální stolice

Při válcování se axiální stolice pohybuje vodorovně malými rychlostmi. Po skončení válcování se kroužek přemístí, axiální stolice se vrací k radiálnímu válci. Abychom docílili rychlého návratu axiální stolice do výchozí pozice musí být hydromotor orientován dle Obr.5.13.

I tento hydromotor bude s odměřováním polohy pístu, což je důležité pro řízení polohy vůči radiálnímu válci.

6 Chlazení axiálních válců

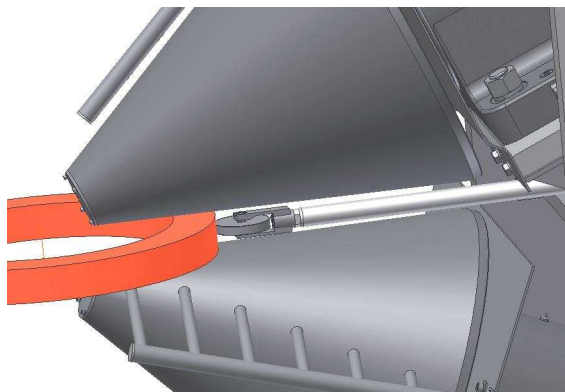
V průběhu válcování jsou axiální válce chlazeny vodou. Voda je přiváděna k válcům v trubkách a následně rozstřikována z několika vývodů.



Obr.6.1: Chlazení axiálních válců

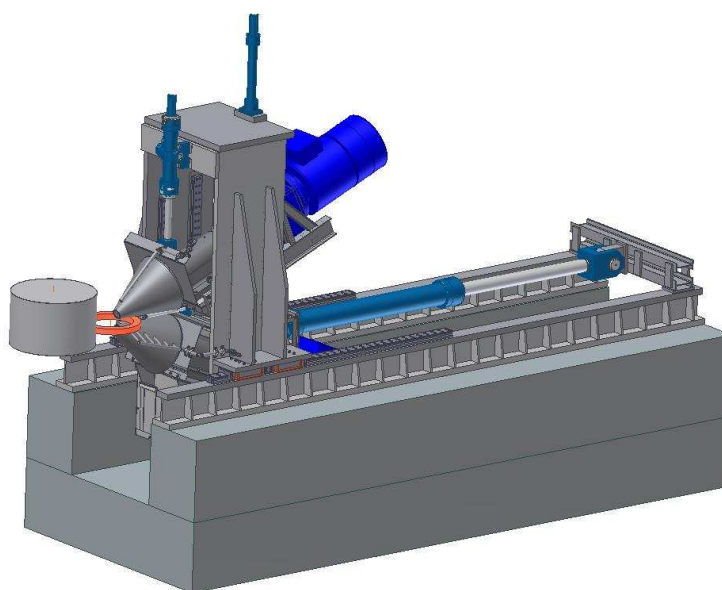
7 Měření průměru válcovaného kroužku

Měření se provádí měřicí kladkou, která je umístěna mezi axiálními válci (viz. Obr.7.1). Kladka je ve styku s válcovaným kroužkem a odvaluje se po něm. Tato kladka je připevněna na konci přímočarého hydromotoru, který se s rostoucím průměrem válcovaného kroužku zasunuje. Hydromotor umožňuje odměřovat polohu pístu.

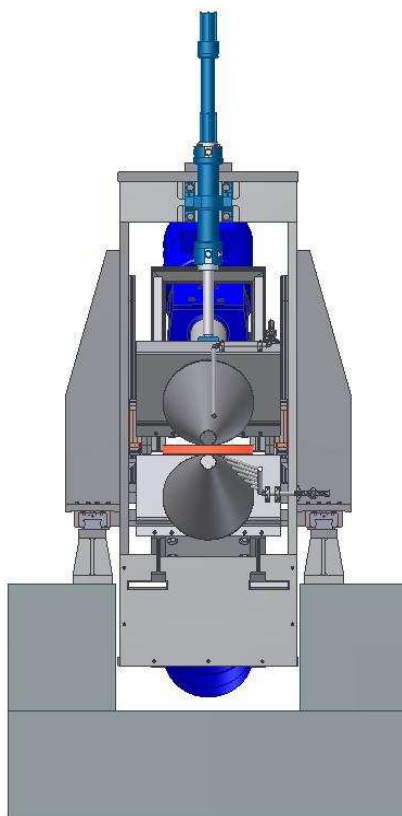


Obr.7.1: Umístění měřicí kladky

8 Celková konstrukce axiální stolice



Obr.8.1: Celkový pohled na axiální stolici



Obr.8.2: Axiální stolice v pohledu od radiálního válce

9 Závěr

V této diplomové práci byla navržena axiální stolice radiálně axiální válcovačky kroužků. Byla provedena simulace válcování po dobu 2 minut. Z této simulace byly získány důležité hodnoty jako otáčky axiálních válců, válcovací síla a válcovací moment. Válcovacímu momentu odpovídá potřebný hnací výkon elektromotoru použitého pro pohon axiálního válce. Nakonec byl navržen samotný rám axiální stolice. Byly provedeny výpočty lineárního vedení, po kterém se bude axiální stolice posunovat. Dále byly vypočteny potřebné prvky (přímočaré hydromotory) k vykonávání požadovaných posuvů. Stolice byla opatřena měřícím zařízením pro měření aktuálního průměru válcovaného kroužku.

10 Seznam použitých zdrojů

- [1] UČEŇ, O., POKORNÝ, A. Možnosti snížení geometrických nepřesností vznikajících během válcování kroužků. *Technická diagnostika*, 2005, roč. XIV, č. z1, s.40. ISSN 1210-311X.
- [2] URL: <<http://www.sms-eumuco.de/en/>> [cit. 2006-06-19]
- [3] UČEŇ, O. Parametry pro určení válcovací síly při válcování kroužků. *Technická diagnostika*, 2006, roč. XV, č. z1, s.41. ISSN 1210-311X.
- [4] Ferrit – Jan Dop Simulation of 3D metal forming processes of axi – symmetric produkt. FENET Meeting, 2001, Wiesbaden, Germany
- [5] URL: <<http://www.syjixie.com/en/cpzs01.html>> [cit. 2008-10-12]
- [6] URL: <http://www.sms-meer.com/index2_e.html> [cit. 2008-10-10]
- [7] URL: <<http://www.girard.cc/wagner/wagner.php3>> [cit. 2008-12-11]
- [8] Pokorný, A.: *Hutní tvářecí stroje*, VŠB – TU Ostrava, 1987
- [9] Hajduk; Konvičný: *Silové podmínky při válcování oceli za tepla*, SNTL Praha 1983
- [10] KOROLEV: *Konstrukcija i Rasčet mašin I mechanismov pro katnych stanov*. METALURGIA, Moskva 1985
- [11] Kocman, S., Vrána V. *Regulované pohony s asynchronními motory*, VŠB – TU Ostrava, 2005
- [12] Katalog firmy NORD, *UNICASE 50 Hz, metric* [online]. 2008-11-06; 08:41 [cit. 2008-11-8; 15.22]. Dostupné na webových stránkách <<http://www.nord.com>>
- [13] Katalog firmy KTR, *Product catalog* [online]. 2009-03-05; 10:22 [cit. 2008-03-12]. Dostupné na webových stránkách <<http://www.ktr.com>>
- [14] Katalog ložisek, firma SKF. Dostupné na webových stránkách <<http://www.skf.com>>

- [15] Katalog firmy THK, [online]. 2009-04 05, [cit. 2009-04-06] Dostupné na webových stránkách <<http://www.hennlich.cz>>
- [16] URL: <www.boschrexroth.com > [cit. 2009-03-29]

11 Seznam příloh

- [1] Simulace válcování – uložené na CD
- [2] Návrh motoru – uložené na CD
- [3] Sestava axiální stolice: KUC320-00-00
- [4] Sestava horního válce: KUC320-00-01
- [5] Výrobní výkres hřídele: KUC320-00-01.1